Mariana Domnica STANCIU
Ioan CURTU

DINAMICA STRUCTURII CHITAREI CLASICE

DYNAMIC STRUCTURE OF CLASSICAL GUITAR



EDITURA
UNIVERSITĂŢII *TRANSILVANIA*
DIN BRAŞOV
2012

Prefață

Arhitectura sunetelor emise de chitara clasică este determinată de îmbinarea organică dintre ingineria și tehnologia obținerii instrumentului muzical. Cartea de față investighează tocmai fundamentele structurii care generează, prin măiestria interpretului, emoțiile muzicale ale auditoriului, respectiv aspectele teoretice şi experimentale ale comportării mecanice, elastice şi dinamice ale plăcilor din componenţa corpurilor de chitară într-o zonă de graniţă interdisciplinară a ingineriei mecanice. Subiectul cărții se dezvoltă plecând de la problemele legate de criteriile de calitate pe care trebuie să le îndeplinească chitara, fără a aprofunda problematicile muzicale și sonore ale instrumentului.

Astfel, este prezentată chitara clasică din punct de vedere al structurii, sistemului funcţional, al evoluţiei istorice cu toate aspectele implicate - componente ale chitarei clasice, formele, dimensiunile, materialele, tipurile de chitare, sistemul funcţional şi istoricul evoluţiei chitarelor. În cadrul cercetărilor științifice teoretice (analitice, numerice - FEM) şi experimentale a fost analizată influența diferiţilor factori (specia lemnoasă – densitate, modul de elasticitate, lemn masiv, lemn stratificat, grosime, dimensiuni, geometrie, forma, dimensiunile şi dispunerea barelor de rigidizare) asupra comportării statice şi dinamice a structurilor din plăci – chitara în ansamblul ei (frecvenţe proprii, frecvenţe de rezonanţă, modurile proprii de vibraţii, coeficient de amortizare etc.).

Noutatea cărții constă în: *tematica şi obiectul investigaţiilor teoretice şi experimentale* - la noi în ţară nemaiexistând o astfel de abordare, atât din punct de vedere al obiectului de studiu, *studierea comparativă* a structurilor din plăci de chitară cu sisteme de nervuraţii diferite, cât şi studierea structurilor cu grade diferite de complexitate. Considerăm că această carte se constituie într-o bogată bază de date.

Dorim să mulţumim în mod deosebit echipei tehnice a fabricii de instrumente muzicale S.C. Hora S.A. Reghin, reprezentată de domnul director ing. Nicolae BÂZGAN şi directorul tehnic ing. Dorin MAN, precum și colegilor asist. univ. Călin ITU pentru ajutorul oferit în modelările cu FEM și domnului conf. univ. dr. fiz. Nicolae Constantin CREŢU pentru echipamentele şi aparatele puse la dispoziţie, pentru îndrumările ştiinţifice din domeniul fizicii. Aceleaşi gânduri bune şi gratitudine pentru profesorii şi colegii de la Facultatea de Ingineria Lemnului, care au răspuns cu solicitudine tuturor întrebărilor şi provocărilor cercetării.

*

Cartea are la bază teza de doctorat intitulată *Cercetări privind optimizarea formei şi structurii plăcilor compozite lignocelulozice supuse la solicitări ciclice, cu aplicaţii la instrumente muzicale – chitara clasică,* finalizată în anul 2009 de ing. Mariana Domnica STANCIU.

CUPRINS

Contents

1 INTRODUCERE

Încă din antichitatea îndepărtată, a existat tendinţa de a studia muzica atât sub aspectele sale specifice artei, cât şi sub aspectele interdependenţei sale cu ştiinţele exacte. De-a lungul timpului, preocupările s-au concentrat asupra unuia sau altuia dintre aspectele ce guvernează muzica. Din amplul domeniu muzical, un segment al investigaţiilor teoretice, practice şi economice îl constituie instrumentele muzicale.

În prezent se observă o orientare a culturii muzicale către o muzică aflată la graniţa dintre clasic şi modern, fapt pentru care chitara clasică este exponentul cel mai relevant al acestei legături istorice. Studierea dialectică a acestui instrument atât din punct de vedere muzical, cât şi din punct de vedere constructiv datează din a doua jumătate a secolului al XIX – lea, însă în zilele noastre apar noi abordări bazate pe aspectele tehnologice, economice – motivate de tendinţa societăţii actuale de evaluare financiară a tuturor costurilor de producţie, dar şi educative – bazate pe nevoia pedagogilor de a explica fenomenele ştiinţifice din fizică, mecanică, dinamică, matematică ş.a. utilizând chitara ca material didactic. Astfel, s-a constatat că studiile ştiinţifice referitoare la calitatea acustică a chitarei clasice se îmbogăţesc, dar în acelaşi timp apar dispersate într-un număr mare de scrieri tipărite sau electronice, majoritatea străine, în ţară existând o carenţă informaţională autohtonă a cercetărilor ştiinţifice obiective. Într-o perioadă a concurenţei economice, raportul noutate – calitate – preţ a unui produs este o problemă ce preocupă nu numai mediul economic, cât şi cel academic, calitatea fiind trăsătura care ne defineşte pe noi oamenii ca pe nişte fiinţe superioare aflate în căutarea perfecţiunii.

Calitatea chitarei este exprimată prin două aspecte: unul material ce se referă la partea fizică, structura ei materială şi fiabilitatea în timp, şi altul spiritual care vizează rolul însuşi al chitarei – de a emite sunete clare, plăcute capabile să intermedieze comunicarea transcendentă dintre interpret şi audienţă. Asemeni fiinţei umane, calitatea chitarei se exprimă prin concepţia dialectică dintre material şi imaterial, respectiv prin legătura dintre corpul instrumentului, structura lui materială şi funcţia psiho-acustică pe care o are aceasta.

E unanim recunoscut faptul că „steaua polară" a calităţii chitarei este reprezentată de calitatea sunetelor emise de chitară în timpul cântatului. Dar cum se obţin aceste sunete plăcute, clare, percutante, dulci, purtătoarele mesajului spiritual, al trăirilor exprimate fără cuvinte, care sunt condiţiile ce favorizează formarea muzicii? La această întrebare au încercat să dea răspuns o serie de cercetători din domeniu – teoreticieni şi practicieni, lutieri şi muzicieni, fiecare considerând mai important un anumit aspect.

Astfel, o chitară de calitate trebuie să îndeplinească numeroase criterii:

- Criterii psihoacustice şi muzicale:
    - să aibă rezonanţă;
    - să emită clar, limpede sunetele;
    - să aibă un timbru bogat, cald, dulce;
    - să atingă octavele;
    - să nu falseze;
    - să ţină sunetele;
    - să producă numeroase armonice;
- Criterii ergonomice:
    - greutatea redusă a structurii;
    - manipulare lejeră a corzilor şi gâtului de chitară în timpul cântatului;
    - forme şi dimensiuni proporţionale corpului uman;
- Criterii de rezistenţă şi fiabilitate:
    - rigiditate ridicată a gâtului şi a plăcilor din structura corpului de chitară;
    - deformaţii reologice reduse ale gâtului şi plăcii de faţă;
    - rezistenţă la cicluri periodice de uzură;
    - rezistenţă la încovoiere şi torsiune;
    - tensiuni mici;
- Criterii estetice:
    - planeitatea gâtului şi a tastierei;
    - planeitatea gradaţiei;
    - planeitatea plăcii acustice;
    - calitatea finisajului;
    - ornamente deosebite prin formă şi material ale rozetei şi ale gâtului;
    - lemn de rezonanţă cu inelele anuale regulate, înguste atât în lungime cât şi pe lăţimea acestora, pe întreaga suprafaţă a feţei, ponderea acestora de aproximativ 10-12 inele/cm cel mult 8-10 inele/cm; zona lemnului târziu din inelul anual să fie cât mai mică şi constantă ca lăţime, aproximativ 25-30% din lăţimea acestuia pe toată lungimea inelului anual; fără defecte de structură sau de debitare necorespunzătoare sau defecte ce au apărut prin depozitarea şi uscarea naturală în condiţii improprii;
- Criterii economice şi tehnologice:
    - raportul optim calitate/preţ;
    - manoperă redusă.

Aceste criterii nu trebuie înţelese „sine qua non”, deoarece calitatea chitarei este dată nu doar de îndeplinirea fiecărui criteriu în parte ci şi de îndeplinirea raporturilor de interdependenţă funcţională şi raţională dintre acestea.

Pornind de la aceste considerente, cartea ***„Dinamica structurii chitarei clasice”*** abordează cercetări teoretice şi experimentale privind comportarea mecanică, elastică şi dinamică a plăcilor din componenţa corpului de chitară clasică într-o zonă de graniţă interdisciplinară a ingineriei mecanice. Abordarea unei asemenea tematici a constituit o provocarea ştiinţifică pentru care a fost necesară în primul rând sistematizarea, sintetizarea şi convertirea cunoştinţelor din domeniul ingineriei lemnului, a ingineriei mecanice, a fizicii şi a muzicii în puncte de pornire în investigaţiile propuse. Pe baza acestora, îmbinând specificul modelării cu elemente finite a plăcilor şi structurilor din plăci lignocelulozice compozite din construcţia chitarelor clasice fabricate în România, cu cel al metodelor experimentale, s-au extras, prelucrat şi sintetizat o serie de date referitoare la factorii care influenţează comportarea plăcilor la solicitări ciclice armonice, în vederea optimizării formei şi structurii acestora în concordanţă cu cerinţele calitative impuse de produsul finit.

Astfel, Capitolul 1 – *Introducere* – constituie un preambul al lucrării, fiind prezentate criteriile de calitate pe care trebuie să le îndeplinească chitarele şi pe care se fundamentează cercetările teoretice şi experimentale.

În Capitolul 2 - *Chitara –structură, sistem funcţional, istoric* sunt prezentate părţile componente ale chitarei clasice, formele, dimensiunile, materialele, tipurile de chitare, sistemul funcţional şi istoricul evoluţiei chitarelor. Astfel este evidenţiată complexitatea constructivă a chitarei în care fiecare element prezintă un rol bine definit – funcţional, mecanic, dinamic, estetic. Calitatea acustică a chitarei, ca produs finit, depinde pe de o parte de calitatea materialelor, cunoaşterea proprietăţilor acestora în vederea utilizării optime, iar pe de altă parte depinde de precizia de prelucrare la formă şi dimensiuni a fiecărei element în parte.

Din epopeea chitarei rezultă faptul că principiul constructiv şi de funcţionare al chitarei s-a conservat de-a lungul timpului, modificările produse fiind mai mult de natură dimensională (dimensiuni de gabarit, grosimi ale plăcilor, sisteme de rigidizare, etc.). Împletirea tradiţiei în construcţia chitarei cu elementele moderne, a cunoştinţelor practice cu cele ştiinţifice au dus în prezent la creşterea productivităţii şi calităţii în domeniul construcţiei de chitare.

Capitolul 3 - *Stadiul actual al cercetărilor teoretice şi experimentale privind materialele, structura şi funcţionarea chitarei* constituie o sinteză a investigaţiilor asupra chitarei realizate şi diseminate în literatura de specialitate internaţională şi naţională, fiind prezentate cercetările teoretice şi experimentale cele mai semnificative legate de structura, modul de funcţionare, factorii de calitate şi propuneri de optimizare a componentelor chitarei.

Pe baza unui bogat studiu bibliografic, este realizată o sinteză a stadiului actual al cercetărilor având ca tematică chitara (clasică şi acustică), fiind focalizată pe două aspecte:

materialele utilizate în structura chitarei (caracteristici mecanice, dinamice, acustice, estetice) care se constituie în baza de date utilizată ulterior în investigaţiile întreprinse, prezentate pe larg în subcapitolul 3.1 şi cercetări directe privind chitara ca structură mecanică şi dinamică, metode numerice şi experimentale utilizate, părţi componente analizate, date ce vor constitui criterii de comparaţie pentru rezultatele cercetărilor teoretice şi experimentale – care constituie tematica subcapitolului 3.2. De asemenea, în urma analizei critice a stadiului actual al cercetărilor, sunt identificate o serie de aspecte şi problematici incomplet studiate până în prezent, unele cu caracter general, altele cu specific naţional.

Cel de-al patrulea capitol, *Tendințe actuale în dinamica structurii clasice,* este dedicat prezentării direcţiilor de cercetare teoretică şi experimentală, de diseminare şi valorificare a rezultatelor cercetării. Prezentarea ariei şi sub-ariei tematice conform clasificărilor europene, definirea scopului ce guvernează totalitatea investigaţiilor din acest domeniu şi stabilirea obiectivelor sunt aspecte cuprinse în capitolul 4.

Obiectivele lucrării de faţă au fost: studiul sintetic privind evoluţia structurii şi a caracteristicilor mecanice, elastice şi acustice ale chitarei, studiul stadiului actual al cercetărilor din domeniu şi extragerea problemelor incomplet abordate, modelări analitice şi numerice ale structurilor din plăci din componenţa chitarei clasice fabricate la noi în ţară, simulări numerice privind comportarea dinamică a structurilor modelate, studiul experimental al comportării dinamice a plăcilor şi structurilor din plăci, propuneri de structuri optimizate din punct de vedere al materialului sistemelor de bare sau al formei, diseminarea şi valorificarea rezultatelor cercetării. Fiecare obiectiv general a presupus atingerea obiectivelor specifice – cognitive (de informare şi documentare) şi operaţionale, necesitând dobândirea unor competenţe şi abilităţi specifice activităţii de cercetare.

Capitolul 5 intitulat *Modelarea analitică şi numerică a structurilor din plăci din componenţa chitarei clasice* a vizat o serie de obiective specifice precum: stabilirea tipurilor de materiale şi variantelor geometrice şi structurale ale plăcilor şi corpurilor din plăci de chitară, identificarea tipurilor de solicitări statice, ciclice şi dinamice, modelarea prin metode analitice şi numerice a structurilor din plăci supuse solicitărilor statice şi dinamice, analiza influenţei diferiţilor factori (geometrici, de material, de structură, etc.) asupra răspunsului dinamic al structurilor, modelarea structurilor din plăci cu grade diferite de complexitate ş.a.

Acest capitol se constituie atât într-o bază de date cu modele numerice ale diferitelor tipuri de structuri modelate cu element finit, cât şi într-un amplu studiu privind analiza diferiţilor factori ce influenţează comportarea statică şi dinamică a chitarei, în ansamblul ei. Toate rezultatele obţinute au fost comparate atât cu cele din literatura de specialitate, cât şi cu cele similare obţinute prin alte metode de investigare. De asemenea, au fost vizate aspecte privind optimizarea structurilor prin modificarea design-ului sau a materialului barelor de rezonanţă.

Capitolul 6 este dedicat *Cercetărilor experimentale privind caracteristicile mecanice, elastice şi acustice ale structurilor din plăci* din componenţa chitarei clasice. În cadrul acestui capitol sunt prezentate metodele de testare, standurile experimentale utilizate, materialele şi structurile investigate şi seturile de rezultate obţinute.

Echipamentele, aparatura şi softurile moderne din dotarea Catedrei de Rezistenţa Materialelor şi Vibraţii a Universităţii Transilvania din Braşov au permis ca investigaţiile experimentale să se realizeze în condiţii optime, comparabile cu cele din laboratoarele internaţionale similare. S-au realizat determinări privind răspunsul structurilor din plăci, începând cu plăci individuale şi ajungând până la structuri complexe – de tipul corpului de chitară cu gât, urmărindu-se atât aspecte legate de comportarea dinamică a acestora cât şi aspecte legate de factorii care influenţează răspunsul dinamic al structurilor testate. Rezultatele experimentale obţinute au fost comparate cu cele teoretice, precum şi cu cele din literatura de specialitate, constatându-se o serie de similitudini.

Capitolul 7 – *Concluzii şi direcţii viitoare de cercetare* reprezintă un corolar privind concluziile atât cu caracter ştiinţific, grupate pe fiecare capitol în parte, cât şi cu caracter tehnic şi educativ. De asemenea, sunt evidenţiate contribuţiile personale şi originale aduse la dezvoltarea ştiinţei prin cercetările teoretice şi experimentale, cele cu caracter de sinteză, cu caracter ştiinţific şi curricular şi nu în ultimul rând contribuţiile cu impact socio-economic. Raportările şi comparările investigaţiilor teoretice şi experimentale la activităţile şi rezultatele de referinţă din literatura de specialitate, au condus la numeroase elemente de noutate – cu precădere pe plan naţional şi nu în ultimul rând pe plan internaţional, în ceea ce priveşte modul de abordare, volumul, calitatea şi natura cercetărilor.

Lucrarea de faţă se bazează pe cercetările realizate în cadrul tezei de doctorat intitulate *„Cercetări privind optimizarea formei şi structurii plăcilor compozite lignocelulozice supuse la solicitări ciclice, cu aplicaţii la instrumente muzicale" – chitara clasică* şi susţinută public în 2009, numeroase rezultate fiind diseminate şi prezentate în mediul academic al conferinţelor internaţionale şi naţionale. Tematica abordată a constituit subiectul proiectului de cercetare CNCSIS tip TD 182/2007, precum şi a unor capitole din cadrul unor contracte de cercetare cu parteneri din universităţi şi institute de cercetare din ţară.

Bibliografia conţine un număr important de lucrări internaţionale şi naţionale, din domeniul cercetării şi din domenii conexe. Documentaţia bibliografică studiată a necesitat cunoştinţe dintr-un spectru larg: muzică, mecanică, lemn şi materiale compozite, rezistenţa materialelor, vibraţii mecanice, acustică, modelare şi simulare, fizică, tehnologie.

Rezultatele cercetărilor stadiului actual, al investigaţiilor propriu-zise pe cale teoretică şi experimentală sunt evidenţiate prin cele 195 figuri şi 45 tabele inserate în text. Bibliografia cuprinde 170 de referinţe naţionale şi internaţionale, din care peste 35 sunt lucrările ştiinţifice publicate şi prezentate la evenimente naţionale şi internaţionale prin care s-a realizat diseminarea

rezultatelor cercetării. Bibliografia se bazează atât pe metode moderne de informare şi documentare, cât şi pe metode clasice.



2 CHITARA – STRUCTURĂ, SISTEM FUNCŢIONAL, ISTORIC

Chitara reprezintă un instrument complex în ceea ce priveşte structura, modul de realizare şi asamblare a componentelor, finisajul, modul de producere a sunetelor muzicale ş.a. În construcţia acestui tip de instrument se utilizează diferite specii lemnoase cu roluri bine definite: lemn de rezonanţă, specii lemnoase cu rol estetic şi specii cu rezistenţă mare la uzură.

2.1. Părţi componente – forme, dimensiuni, materiale

Structura unui instrument muzical cu corzi ciupite este formată din trei subansamble: cutia sonoră (corpul chitarei), gâtul şi corzile. Fiecare element din structura chitarei prezintă un rol bine definit: de rezistenţă, de funcţionalitate, estetic, acustic, dinamic. Corpul chitarei, cunoscut şi sub denumirea de cutia de rezonanţă, este subansamblul format din două tipuri de plăci –placa sonoră sau faţa - cu rol acustic, placa de spate sau spatele şi rama cutiei alcătuită din eclise, contra-eclise şi butuci (Fig. 2.1). Placa de faţă, realizată din lemn de rezonanţă, prezintă pe partea interioară sistemul de bare cu rol de rezistenţă şi de rezonanţă. Modul de dispunere al barelor, dimensiunile şi forma acestora variază de la un tip de chitară la altul. De asemenea, placa de faţă prezintă o degajare circulară cunoscută sub denumirea de rozetă sau gaura sonoră având rolul de a permite circulaţia aerului din şi în interiorul cavităţii. În jurul rozetei sunt aplicate ornamente, în general sub formă de intarsie sau încrustaţii cu sidef. Placa de spate, realizată îndeosebi din specii valoroase din punct de vedere estetic (exotice sau indigene – nuc, paltin creţ, cireş etc.) este rigidizată cu bare transversale şi o întăritură longitudinală pe axa de simetrie. Faţa şi spatele de chitară sunt încleiate pe eclise şi contra-eclise, cele din urmă având rolul de a mări suprafaţa de încleiere a plăcilor cu rama cutiei. Eclisele sunt fixate de butuci - inferior şi superior, formând astfel conturul închis al ramei. Pe faţa chitarei este aplicat cordarul având rolul de fixare a corzilor. Gâtul chitarei asigură lungimea de coardă necesară producerii optime a sunetelor. Acesta este alcătuit din gât, călcâi, tastiera cu gradaţii, mecanismul de fixare şi acordare a corzilor şi prăguşul. Forma geometrică şi elementele constructive ale plăcii (bare de rezistenţă, bare de rezonanţă, poziţia cordarului), dimensiunile şi precizia de execuţie a gâtului de chitară, poziţia corectă a gradaţiilor, toate influenţează calitatea acustică a instrumentului în care sunt integrate acestea.

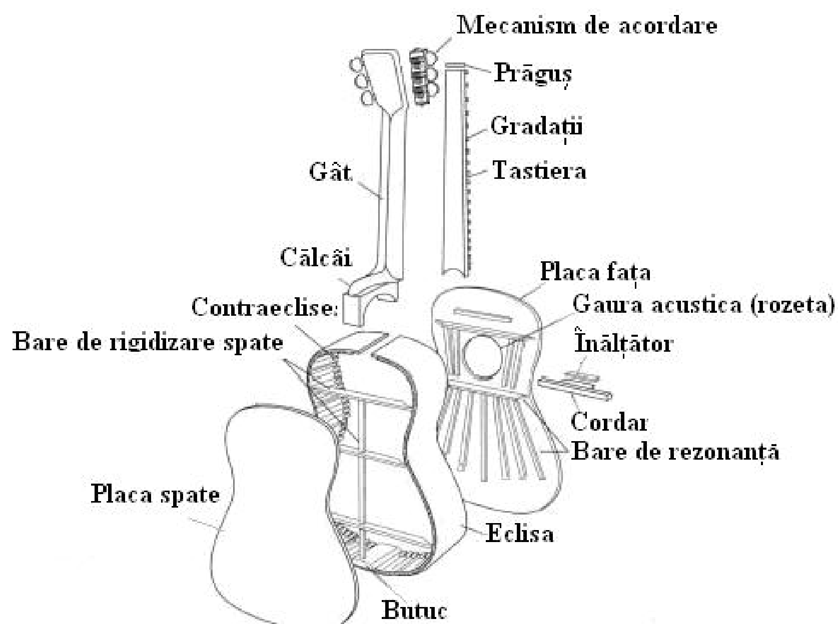


Fig. 2.1. Structura chitarei clasice
(http://www.madehow.com/Volume-1/Guitar.html)

Forma, dimensiunile și elementele auxiliare depind de tipul, gama de armonice, sonoritatea şi timbrul chitarei ce se doresc a fi obţinute, precum şi de vârsta interpretului (dimensiunile 1/2, 3/4, 7/8, 4/4). Din aceasta decurge şi varietatea mare a chitarelor clasice. În ţara noastră, conform documentaţiei tehnice de la fabrica de instrumente muzicale S.C. Hora S.A. Romania, se produc diferite tipuri de chitare din punct de vedere al formei, materialelor, finisajelor, categoriilor profesionale şi al capacităţii acustice (Tabelul 2.1. şi Fig. 2.2. a, b şi c) (Stanciu, 2007 [S17]).

Tabelul 2.1.

Tipuri de chitare clasice produse la S.C. Hora S.A. Reghin România

Tip chitara		**Materiale**						**Finisaj**	**Culori**
		Fata	**Spate**	**Eclisa**	**Gat**	**Tastiera**	**Cordar**		
0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
Concert "Segada mauro"	Clasic normală	molid solid	mahon solid	mahon solid	mahon	palisandru	palisandru	luciu înalt	cedru roşu
		molid solid	mahon placaj	mahon placaj	paltin	Palisandru/abanos	palisandru	luciu înalt	cedru roşu
		molid solid	mahon placaj	mahon placaj	paltin	palisandru	palisandru	luciu înalt	cedru roşu
		molid solid	palisandru solid	palisandru	cedru	palisandru	palisandru	luciu înalt	natur
	Clasic asimetrică	molid solid	mahon placaj	mahon placaj	paltin	palisandru	palisandru	luciu înalt	cedru rosu
		molid solid	palisandru solid	palisandru	cedru	palisandru	palisandru	luciu înalt	natur
	Western normală	molid solid	mahon placaj	mahon placaj	paltin	palisandru	palisandru	luciu înalt	natur
	Western asimetrică	molid solid	mahon placaj	mahon placaj	paltin	palisandru	palisandru	luciu înalt	natur

Tabelul 2.1. (Continuare)

Chitara Pronatura	Clasic normală	molid solid	placaj cireş	placaj nuc	paltin	salcâm, salcâm tratat	salcâm, salcâm tratat	satinat pori semi-deschiși	nuc deschis natur
			placaj paltin	cireş solid					
			placaj nuc	placaj paltin					
			cireş solid	cireş solid				satinat	nuc deschis natur
			paltin solid	paltin spate					
Chitara Picado	Clasic normală	molid/ cedru cal.1	palisandru solid	palisandru solid	cedru	abanos	palisandru	luciu înalt	natur
			paltin solid	paltin solid	paltin				
Chitara Madrigal string meytar	Clasic normală	cedru solid cal. 3	placaj tei	fag	paltin	palisandru	palisandru	luciu înalt	mahon
		cedru solid cal. 3	placaj mahon	placaj mahon	paltin				mahon
		cedru solid cal. 2	placaj nuc	placaj nuc	cedru				natur
			placaj mahon	placaj mahon	cedru				
			placaj palisandru	placaj palisandru	cedru				
		molid solid cal. 1	paltin solid	paltin solid	paltin				galben
	Clasic asimetrică	cedru solid cal. 2	placaj palisandru	placaj palisandru	cedru				natur
	Clasic asimetrică îngust	molid solid cal. 1	paltin solid	paltin solid	paltin				galben
	Clasic îngust	molid solid cal. 2	paltin solid	paltin solid	paltin				galben
		cedru solid cal. 3	placaj mahon	placaj mahon	paltin				natur
Chitare GC GEWA	Clasic normală	placaj molid	placaj mahon	placaj mahon	fag	fag	fag	luciu înalt	Natur
		placaj molid	placaj mahon	placaj mahon	fag	palisandru	palisandru		
		placaj molid	placaj tei	placaj tei	paltin 2x1	salcâm	paltin		
		placaj molid	placaj mahon	placaj mahon	fag	palisandru	palisandru		
		placaj molid	placaj mahon	placaj mahon	saman guila				
		cedru II solid	placaj mahon	placaj mahon	saman guila				
		cedru II solid	placaj palisandru	placaj palisandru	saman guila				
Chitare clasice	Spaniol - clasic normală	molid solid cal 1 molid solid	paltin solid natur paltin solid	paltin solid natur paltin solid	paltin natur paltin	palisandru	palisandru	luciu înalt	cedru roşu/ tabac
	Laura	molid solid	placaj tei	fag/fag cul. mierei	paltin/ paltin cul. mierei	salcâm	paltin	luciu înalt/ satinat	
	Standard N	placaj tei	placaj tei	fag	paltin	salcâm	paltin		
	Student	placaj molid	placaj tei	fag	paltin	salcâm	paltin	luciu înalt	cedru roşu/ închis
	Student plus	placaj molid	placaj tei	fag	paltin	salcâm	paltin	luciu înalt	cedru roşu/ tabac



Fig. 2.2. a. Tipuri de chitare clasice produse la S.C. Hora S.A. Reghin, Romania (http://www.hora.ro/pages/guitars_ro.htm)



Fig. 2.2. b. Chitare acustice (http://www.hora.ro/pages/guitars_ro.htm)

Fig. 2.2. c. Chitare acustice western (http://www.hora.ro/pages/guitars_ro.htm)

Dintre toate elementele componente ale chitarei, cercetările s-au focalizat pe plăcile şi structurile din plăci utilizate în construcţia corpului de chitară.

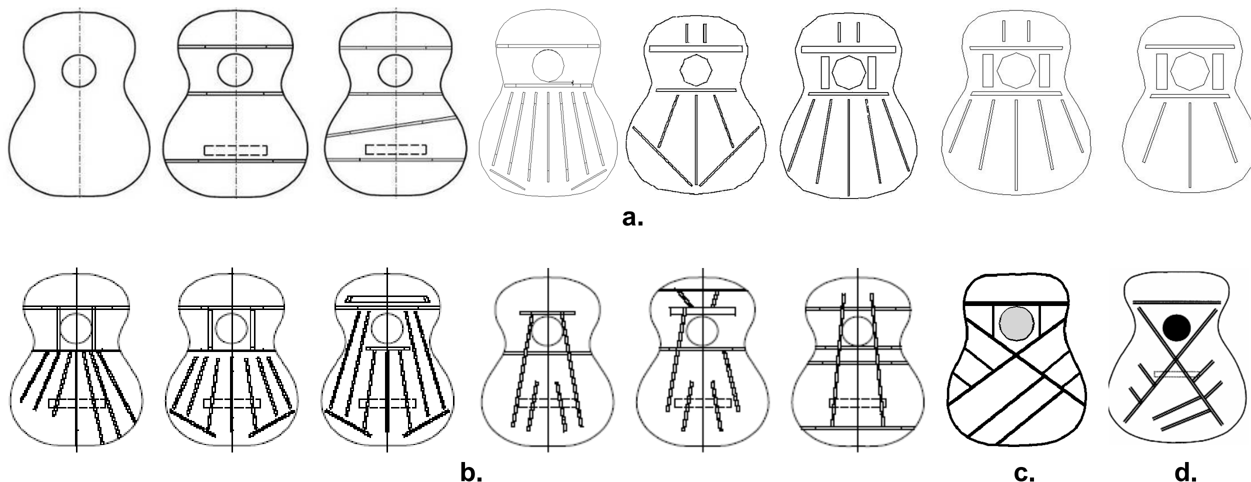


Fig. 2.3. Variante de dispunere a barelor de rigidizare la feţele de chitară: **a.** variante de dispunere a barelor de rigidizare practicate la fabrica de instrumente muzicale S.C. Hora S. A. România, **b.** moduri de dispunere sistemului de rigidizare studiat de Vladimirovici (2004) c. Moduri de dispunere a barelor de rezonanță la chitara folk studiată de Russell (1982), **d.** Mod de dispunere a barelor de rezonanță în X, studiat de French şi Hosler (1997)

Plăcile din structura cutiei, fie că sunt obţinute din lemn masiv, fie din placaj, au grosimi relativ mici cuprinse între 2 – 2,5 până la 3 mm după calibrare, fapt pentru care ele pot fi considerate membrane din punct de vedere mecanic. Având grosimi foarte mici şi fiind supuse la eforturi mari în timpul cântatului, plăcile sunt prevăzute pe interior cu bare de rezistenţă care au rolul de a rigidiza placa, fiind dispuse transversal faţă de axa longitudinală a plăcii, precum şi bare

de rezonanţă. În acest sens există mai multe moduri de dispunere a barelor de rezonanţă, în funcţie de categoriile de chitare în care vor fi integrate plăcile (Curtu, Stanciu ş.a. 2008 [C23]). În Fig. 2.3 sunt prezentate diverse variante de dispunere a barelor de rezonanţă, studiate sau propuse spre cercetare.

2.2. Sistemul funcţional al chitarei

Cutia de rezonanţă are rolul de a amplifica sunetele muzicale, fiind alcătuită din placa acustică, spate şi eclise (laterale). Aceste elemente sunt realizate din lemn de rezonanţă selecţionat sau din materiale lignocelulozice compozite cu proprietăţi mecanice, elastice şi acustice similare lemnului masiv şi apte să reziste la solicitările statice şi variabile specifice instrumentelor muzicale (Stanciu, 2007 [S16]).

Transferul energiei de vibraţie a corzilor se face prin sistemul solid (s_1 – coarda) - solid (s_2 – cordar) - solid (s_3 – placa sonora) – fluid (f_1 – aerul din cavitate) - solid (s_4 - spate) - solid (s_5 - eclise) - fluid (f_1 – aer din cavitate și gaura sonoră) (Fig. 2.4.). Astfel, presiunea aerului din cutie se modifică periodic (Curtu, Stanciu ş.a. 2008 – [C25]). Ţinând cont de condiţiile de contur, undele sonore sunt reflectate şi radiate de pereţii cutiei în toate direcţiile, producându-se compunerea undelor sonore sub un spectru bogat de armonice. Corpul chitarei transformă presiunea înaltă a vibraţiilor de la cordar în vibraţii de presiune joasă a aerului înconjurător, realizând astfel un fenomen de “egalare a impedanţei”. Viteza de propagare a undelor sonore prin mediile solide (coardă – cordar – placă - cutie) este mai mare decât cea prin aer, fapt pentru care structura mecanica a instrumentului influenţează calitatea acustică. Sistemul de bare aplicat pe plăcile din componenţa corpului chitarei creează un volum cu formă geometrică nedefinibilă, ceea ce contribuie la amplificarea neselectiva a sunetelor într-o bandă lată de frecvenţe (Urmă, 1982). Astfel, corpul chitarei a fost asemănat cu un rezonator de tip Helmholtz.

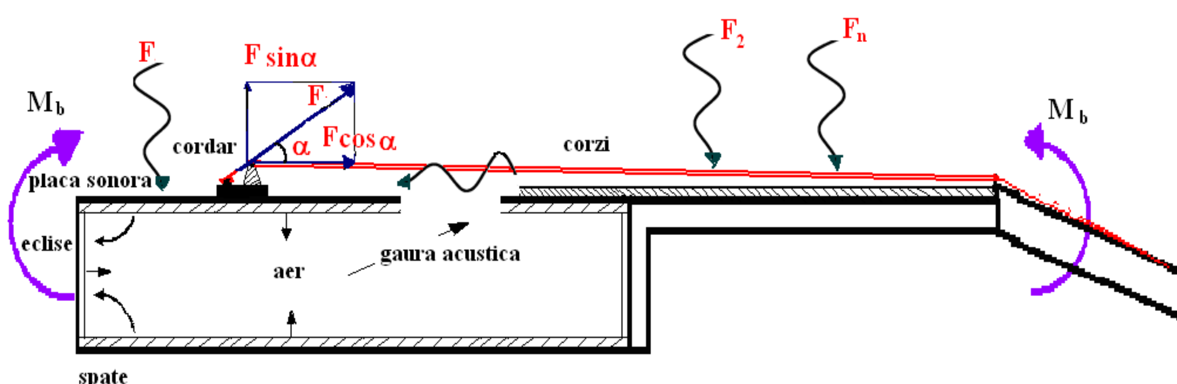


Fig.2.4. Schema încărcării statice şi dinamice a structurii mecanice (Stanciu, 2008 - [S18])

După unii cercetători, instrumentele cu corzi au fost simplificate într-un model teoretic constând din două structuri: o structură capabilă să susţină corzile supuse la anumite tensiuni, reprezentată de gâtul instrumentului şi cavitatea (cutia) sonoră cu faţa şi spatele flexibile pentru a transmite şi a reflecta sunetele când corzile vibrează. Structura *cutiei de rezonanţă* a chitarei

(cunoscută în literatura de specialitate ca şi *corpul* chitarei sau *cutia acustică*) este deosebit de elaborată. Placa de faţă, denumită şi placa sonoră sau faţa, este realizată din lemn rezonanţă (masiv sau placaj) cu grosimi variind între 2-3 mm. Faţa este rigidizată cu bare din lemn de răşinoase încleiate pe interiorul acesteia. Designul şi modul de dispunere al barelor variază foarte mult, constituind încă un subiect cercetat. Ele reprezintă unul din elementele care pot fi modificate şi după construcţia chitarei, astfel încât se practică în mod obişnuit tăierea barelor (ajustarea) în funcţie de tonalitatea care se doreşte să se obţină (Curtu, Stanciu 2007 – [C21]).

Gaura acustică cunoscută şi sub denumirea de *rozetă* sau *răsuflătoare*, are rolul acustic de a permite circulaţia aerului în şi din cavitatea cutiei. Din perspectivă tehnologică, reprezintă singurul mod de acces în interiorul instrumentului. Aceasta are o formă circulară cu diametre între 80 – 100 mm. Rozeta este plasată între gât şi cordar, pe axa longitudinală de simetrie a feţei. Datorită poziţiei acesteia, faţa şi barele de rigidizare trebuie să transfere tensiunea din corzi în jurul ei. Răspunsul dinamic al structurii chitarei este rezultanta răspunsului dinamic al corzilor preluat, amplificat şi/sau modificat de cutia sonoră. *Corzile,* prin funcţionalitatea lor, conţin cea mai multă energie cinetică din întreg sistemul. Designul diferit al barelor de rezonanţă, materialul lemnos unic prin structura macro şi microscopică combinat cu geometria nedefinibilă a volumului de aer din corpului chitarei şi intensitatea forţei vibratorii a corzilor implică un răspuns dinamic diferit al instrumentelor. Muzicalitatea chitarei clasice se bazează pe echilibrul dintre rigiditatea şi flexibilitatea cutiei de rezonanţă. Aceasta trebuie să fie suficient de rigidă încât să reziste la tensiunile dezvoltate în corzi datorită forţei de întindere a corzii şi a forţei de excitaţie, dar în acelaşi timp trebuie să fie suficient de flexibilă pentru a se deforma ca răspuns la vibraţiile corzilor (Stanciu, 2007 – [S14]). Din aceste considerente, cea mai mare influenţă o are forţa din corzi ca urmare a tensionării acestora. Tensiunea din corzi variază în funcţie de materialul şi diametrul corzilor. Corzile din nylon utilizate în exclusivitate la chitarele clasice, implică tensiuni reduse, cu valori cuprinse între 36-44 N/coardă. Corzile din oţel pot fi tensionate cu forţe până la 89 N/coardă. De menţionat că diametrele celor şase corzi sunt diferite, cele cu diametre mici dau tonalităţi înalte ale sunetelor, iar tensiunile din corzi sunt proporţionale cu înălţimea sunetelor. Mai mult decât atât, corzile cu tonalitate scăzută au o structură filată, fiind alcătuite din două materiale cu proprietăţi fizice şi elastice diferite.

Structurile solicitate de tensiunile corzilor sunt gâtul şi corpul chitarei. Gâtul este în esenţă o grindă stratificată de egală rezistenţă, în consolă supusă la încovoiere şi torsiune, fiind ranforsată cu tije din lemn de esenţă tare sau alte materiale rezistente (fibră de carbon sau tije din metal) pentru creşterea rigidităţii şi combaterea deformaţiilor datorate tensiunilor din coardă. Tija este de diferite forme, dimensiuni şi materiale. La unele instrumente se utilizează tije simple, la altele sunt ajustabile. La chitarele clasice nu se aplica astfel de tije, având în vedere tensiunile relativ mici din corzi.

2.3. Istoric

2.3.1. Din istoria chitarei

O dată cu dezvoltarea antropologică şi antropozofică a omului, se observă o evoluţie atât calitativă cât şi cantitativă a tuturor produselor creaţiei umane: de la unelte rudimentare, construcţii, mobilier, bijuterii, arme, articole de îmbrăcăminte, mijloace de transport, până la creaţii artistice din domeniul picturii, sculpturii, muzicii, arhitecturii etc.

Muzica a însoţit existenţa omului încă din cele mai vechi timpuri, fie sub formă vocală, fie sub formă instrumentală, ea reprezentând un limbaj de comunicare, de exteriorizare a trăirilor sufleteşti în diferite situaţii de viaţă. Totodată muzica s-a dezvoltat într-o relaţie dialectică cu dezvoltarea spirituală a omului. Pentru exprimarea unei game variate de sunete şi tonalităţi, omul a creat o diversitate extraordinară de instrumente muzicale, unele din ele păstrându-se până astăzi, altele cunoscând o evoluţie constructivă continuă.

Instrumente asemănătoare chitarei au fost descoperite şi datate cu aproximativ 5000 ani în urmă sub forma unor statuete sau gravuri reprezentând figurine cântând la chitară (Fig. 2.5). Forme timpurii ale chitarei antice s-au descoperit în diferite zone de pe glob, cum ar fi India Antică şi Asia Centrală, unde instrumentul era cunoscut sub denumirea de *sitar* (Fig. 2.6). După unii etimologi, termenul de chitară provine din termenul de *cithara (sitar),* utilizat pentru instrumentele cu corzi din Asia Centrală.



Fig. 2.5. Figurine cântând la chitara veche (descoperite în situl arheologic de la Susa, Iran) fotografii de Zereshk (http://en.wikipedia.org/wiki/Image:Elam-tar)

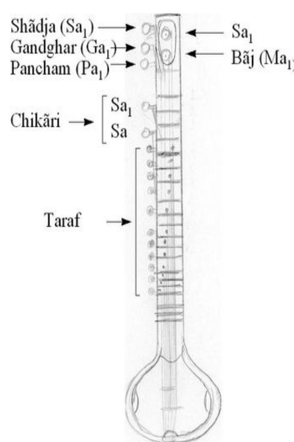




Fig.2.6. Sitar – instrument similar chitarei in Asia Centrala antica (http://en.wikipedia.org/wiki/Guitar#History)

Termenul actual de *chitară* a fost adoptat în limba engleză (guitar) din spaniolul *guitarra*, derivat din termenul grecesc *kithara.* În limba română, termenul s-a transmis direct din limba greacă – după unii etimologii, sau din italiană – chitara, după alţi lingvişti. Alte surse sugerează că numele instrumentului poate deriva dintr-o combinaţie a doi termeni: rădăcina *guit* de origine indo-europeana, similar cu sanscritul *sangeet* (muzică) şi sufixul *tar* – un termen general pentru coardă.

Pe de altă parte, alţi etimologi consideră că termenul de chitară poate proveni prin filiera arabo-iberica, din limba persană. Cuvântul *quitara* reprezintă în limba arabă un nume dat instrumentelor din familia lăutelor. Lăuta antica iraniana numită şi *tar* - în persană, a fost regăsită de asemenea în termenul *chitara, tar* fiind un cuvânt vechi de mii de ani care se referă la variaţia numărului de corzi ale unui instrument (2, 3, 5 sau 6 corzi) (traducere după http://en.wikipedia.org/wiki/Guitar#History).

Cert este faptul că, atunci când ascultăm muzica de chitară, gândul ne poartă instinctiv, către cultura spaniolă (portul popular, toreadori, palatul Alhambra, apusul de soare al Catalaniei, mireasma şi coloritul leandrilor), aceasta fiind leagănul de dezvoltare a chitarei clasice. Termenul de *guitarra* a fost asimilat de limba spaniolă după secolul al IX-lea e.n., când astfel de instrumente au ajuns în Iberia o dată cu invazia şi stăpânirea maură. În Fig. 2.7 este redată o reproducere dintr-un manuscris carolingian, reprezentând un interpret la chitară.



Fig. 2.7. Instrument similar chitarei –secolul IX e.n. - imagine manuscris dintr-un psalt carolingian (http://en.wikipedia.org/wiki/Guitar#History)



Fig.2.8. Chitara latină (stânga) şi chitara moresca (dreapta) (http://en.wikipedia.org/wiki/Guitar#History)

Între *secolele XIII - XIV* (anii: 1265, 1283-1350) apar primele menţionări documentare referitoare la chitara latină (*guitarra latina*) şi chitara morescă (*guitarra moresca*) (Fig. 2.8), în poeme şi scrierile de la curtea regală din Spania, iar în anul 1306 se menţionează în Anglia, în Westminster, interpretarea la chitară a unui cântec „gitarer” .

În perioada de tranziţie de la chitara renascentistă la cea modernă, se dezvoltă un instrument hibrid numit *vihuela spaniola – „de mana”*. Aceasta are stilul lăutei şi corpul chitarei. Construcţia ei are mai multe aspecte comune cu chitara modernă decât cu cea renascentistă. *Vihuela* are o popularitate pentru o scurtă perioadă de timp, ultima publicaţie muzicală supravieţuitoare datând din 1576.

În anul 1404, Eberhard Von Cersne face referiri la o „quinterne”. În anul 1487, Johannes Tinctoris descrie chitara cu patru corzi duble inventată de catalani (Fig. 2.9). Aceasta prezintă o structură asemănătoare celei de azi, cu numeroase ornamente realizate prin tehnica intarsiei, traforării şi încrustaţiei.

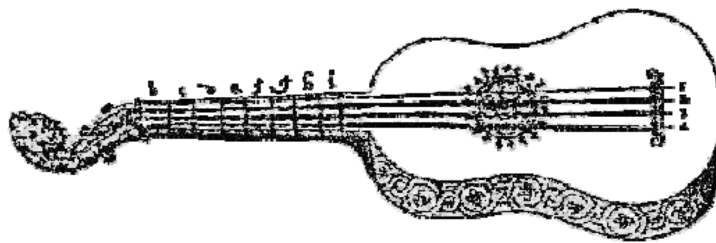


Fig. 2.9. Chitara cu patru perechi de corzi duble

În perioada renascentistă, chitara nu era considerată un instrument serios, aşa cum era cazul viorii, fapt pentru care evoluţia sa din punct de vedere muzical a fost mai anevoioasă. Totuşi, dezvoltarea muzicii laice în paralel cu cea religioasă, face ca preocupările compozitorilor să dea naştere la noi stiluri muzicale, în care chitara să aibă un rol din ce în ce mai important, cum ar fi muzica trubadurilor şi cea de petrecere. În anul 1546 este tipărită *"Tres Libros de Musica en Cifras para Vihuela*", de *Alonso Mudarra*, prima publicaţie care include muzică pentru chitară, iar între anii 1551-1555 sunt tipărite nouă cărţi muzicale de către Adrian Le Roy, care includ piese muzicale pentru chitara cu 5 corzi. Între anii 1600-1650 apar tot mai multe publicaţii cu piese muzicale pentru chitară, popularitatea acesteia concurând-o pe cea a lăutei. În anul *1674,* apariţia publicaţiei: *„Guitarre Royal"/"Chitara regală*" de *F.Corbetta*, dedicată lui Louis al XIV lea, consacră chitara ca instrument muzical de curte. În perioada barocă (1770-1800), chitara cu 5 corzi este modificată prin adăugirea celei de-a a şasea coarde şi eliminarea corzilor duble. În această perioadă, *Fernando Sor, Mauro Guiliani, Matteo Carcassi şi Dioniso Aguada* compun şi tipăresc piese muzicale pentru chitară. În anul 1817, *Fernando Sor* susţine un concert solo la chitară la Filarmonica din Londra. Chitara urcă astfel din lumea „vulgului" în zona cultă, *Paganini* cântând şi compunând pentru chitară la fel de bine cum a o făcea şi pentru vioară, iar *Stradivarius* a realizat pe lângă renumitele viori, şi chitare. Popularitatea acestui instrument a căpătat amploare în întreaga Europă, fiind preferată la petrecerile de la curţile regale şi ale nobililor. Acest fapt se reflectă atât în menţionările documentare, scrieri cu caracter muzical, cât şi în gravuri, picturi, sculpturi. În Figurile 2.10 ...2.17 sunt redate selectiv exemple de picturi cu subiectul centrat pe chitară şi interpret.



Fig. 2.10. David III (1612-1661) „Chitaristul-Rijckaert" (http://www.artcyclopedia.com /history)



Fig.2.11. D. Velasquez (1599-1660) „Trei muzicanţi" (http://www.artcyclopedia.com /history)



Fig. 2.12. Jan Vermeer (1632-1675) „Tânăra fiică la chitară” (http://en.wikipedia.org/wiki/ Classical_guitar#Origins)



Fig. 2.13. Gerrit van Honthorst (1590-1656) „Femeie cântând la chitara” (http://www.artcyclopedia.com /history/)



Fig.2.14. David Teniers (1610-1690) „Interpret la chitară” (http://www.artcyclopedia.com /history/)



Fig. 2.15. Theodoor Rombouts (1597-1637) „Muzicanţii” (http://www.artcyclopedia.com /history/)



Fig.2.16. Jacob Leiden (1640-1719) „Chitaristul Toorenvliet” (http://www.artcyclopedia.com /history/)



Fig. 2.17. Karel Dujardin (1621-1678) „Vânzători ambulanţi italieni” (http://www.artcyclopedia.com /history/)

La mijlocul sec. al XIX - lea, perioadă a marilor schimbări pe plan economic, social, politic şi cultural, chitara cade din graţiile publicului, devenind un instrument greoi ca formă, cu o acustică slabă şi neinspirată.

Însă la *sfârşitul secolului XIX,* chitara „reînvie” din punct de vedere al formei datorită lui *Antonio Torres* care remodelează design-ul cutiei de rezonanţă a chitarei şi proporţiile gât-cutie în formele cunoscute astăzi, iar din punct de vedere muzical, aceasta se relansează din punct de vedere al expresivităţii muzicale, datorită lui *Francisco Tarrega* care compune faimoasa piesă pentru chitară : *„Receurdos De La Alhambra*”.

Dimensiunile moderne ale chitarei au fost stabilite de *Antonio Torres Jurado* (1817-1892), fiind lucrată la Sevilla în 1850. *Antonio Torres* şi *Louise Panormo* din Londra (1820-1840-activ) sunt ambii responsabili pentru demonstrarea superiorităţii barelor transversale aplicate pe placa acustică a chitarei. Datorită noului design al cutiei de rezonanţă, cu capacitatea de amplificare a sunetelor mult mai mare, în anul 1916, *Segovia* interpretează la chitară cel mai important concert de acest gen, la Ateneul din Madrid. Astfel, *Segovia* deschide un nou drum privind interpretarea la

chitară: concertul de chitară în săli mari şi utilizarea stilului ”tremolo”. În anul 1946, corzile din intestine de animale sunt înlocuite cu cele din nylon. *Carla Maria Von Weber, Rossini, Franz Schubert, Berlioz* sunt câţiva dintre muzicienii consacraţi care au compus şi muzică pentru chitară.

2.3.2. Evoluţia formei constructive a chitarei

Cele mai vechi chitare datează din secolul al XVII-lea (în jurul anului 1640). În Fig. 2.18 este prezentată o chitară datând din anul 1640, localizată în Veneţia, Italia. De-a lungul timpului a fost restaurată/modificată de 4 ori în funcţie de cerinţele muzicale ale perioadei respective.

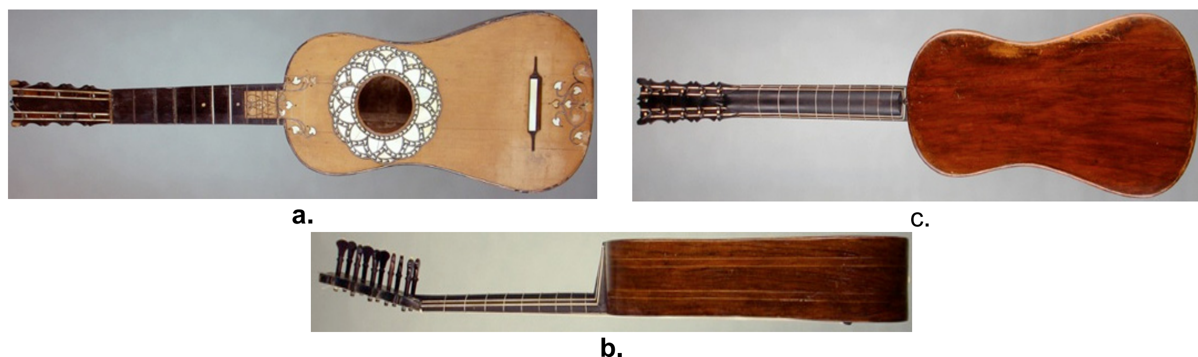
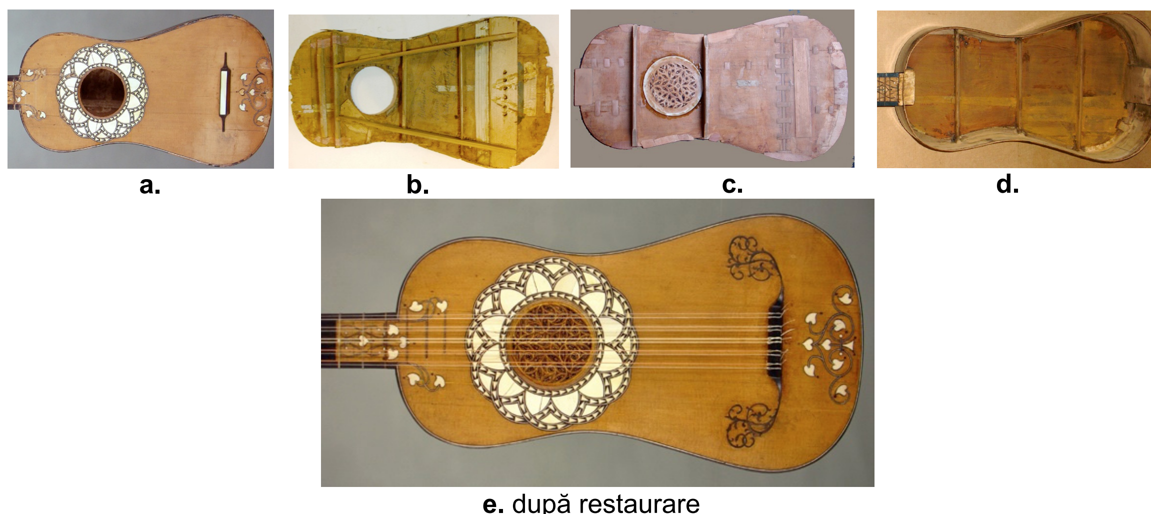


Fig. 2.18. Chitară din perioada barocă (1640), realizată în Veneţia – Italia
(http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

Ca particularităţi ale chitarei baroce, se pot menţiona: forma alungită, cu raze mari de racordare, bare transversale de rigidizare a plăcii inferioare (spate), bare de rezonanţă pe faţa acustică dispuse ca în Fig. 2.19. b, numeroase ornamente aplicate pe placa acustică, gaura acustică parţial acoperită cu un ornament circular traforat cu antrelacuri (Fig. 19 c, e). Materialele utilizate erau cedrul de rezonanţă pentru placa acustică, iar pentru placa de spate şi eclise – palisandrul. Încrustaţiile sub formă de rozete (la gaura acustică), trandafiri (la extremităţile feţei) şi volute (la cordar) erau realizate din os şi fildeş.



e. după restaurare

Fig. 2.19. Structura constructivă a chitarei din Veneţia (1640) – etape din timpul restaurării
(http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

Datând din anul 1775, construită de *Lambert* în Paris, chitara din Fig. 2.20. constituie o nouă treaptă în evoluţia formei constructive a acestui instrument muzical. Ea se remarcă atât prin redimensionarea razelor de racordare ale corpului cât şi prin bogăţia, diversitatea şi calitatea ornamentelor (Fig. 2.21).



Fig. 2.20. Chitară realizată de J. N. Lambert, 1775, Paris
http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html

Din punct de vedere al materialelor utilizate, placa de faţă a chitarei din Fig. 2.20, este din molid de rezonanţă, iar spatele şi eclisele din placaj furniruit cu paltin şi păr. Gâtul şi capul pentru chei sunt realizate din abanos, ornamentate cu sidef. Se remarcă creşterea distanţei dintre plăci (mărirea grosimii cutiei de rezonanţă) spre cordar, soluţie constructivă ce favorizează amplificarea vibraţiilor în această zonă. Dimensiunile de gabarit în cazul prezentat sunt: lungimea totală 930 mm, lungimea cutiei 430 mm, lungimea corzilor 634 mm, iar eclisele variază ca lăţime de la 94 mm la 107 mm. *Jean Nicolas Lambert* rămâne unul dintre cei mai reprezentativi fabricanţi de chitare din secolul al XVIII-lea, din Paris.



Fig. 2.21. Detalii constructive şi ornamentale ale părţilor componente ale chitarei (Lambert, 1775) (http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

Chitare din a doua jumătate a secolului al XVIII-lea (Fig. 2.22)

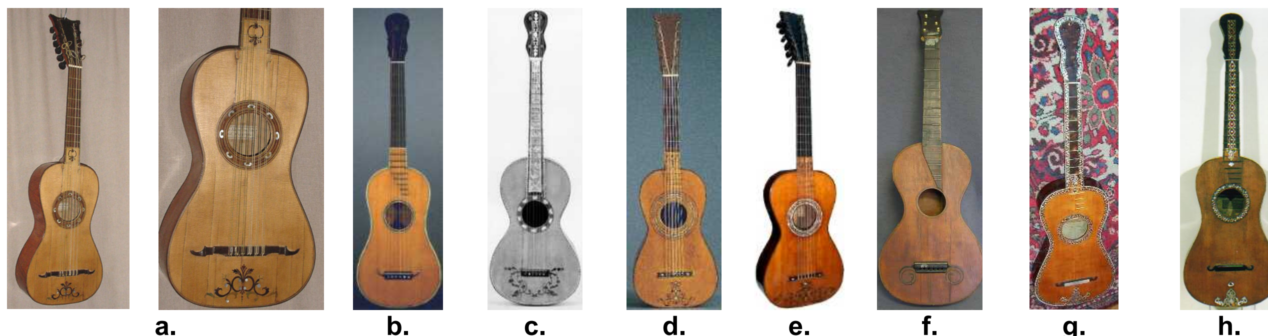


Fig. 2.22. Tipuri de chitare din a II a jumătate a sec. Al XVIII lea: **a.** Chitara cu 12 corzi, Alonso - 1785, Spania, **b.** Renault – 1789 Franţa, **c.** Fabricatore – 1790 Italia, **d.** Pages – 1790 Spania, **e.** Martinez – 1792 (cu 12 corzi) Spania, **f.** Carlo II Bergonzi – 1796 Italia Cremona, **g.** Fabricatore – 1798 Italia, **h.** Fabricatore - 1799 Italia (http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

În 1779 a fost construită chitara cu 6 corzi de *Gaetano Vinaccia*, în Napels, Italia (Fig. 2.23). Ulterior, familia de lutieri Vinaccia a devenit cunoscută pentru dezvoltarea mandolinei. Timp de două secole, chitara a cunoscut o evoluţie din punct de vedere al dimensiunilor constructive, al numărului de corzi, al ornamentelor şi chiar al materialelor, toate acestea motivate de dorinţa de creştere a calităţii acustice a instrumentului.



Fig. 2.23. Chitara construita de Gaetano Vinaccia, 1779, Italia (http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

Chitarele secolului al XIX –lea

Stilul iniţiat de *Lambert* se păstrează în construcţiile de chitare ulterioare până la începutul secolului al XIX-lea (Fig. 2.24, Fig. 2.25).

În secolul al XIX-lea se observă preocupări în ceea ce priveşte mărirea cutiei de rezonanţă între cordar şi răsuflătoare (gaura acustică) şi găsirea unor raze de racordare armonioase, proporţionale şi utile din punct de vedere tehnico-muzical (Fig. 2.26 şi 2.27). Cele mai important centru manufacturier este localizat în Franţa, la *Mirecourt.*

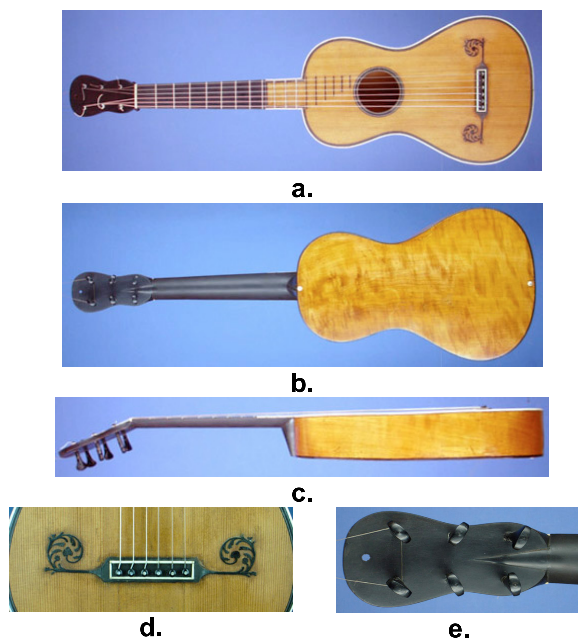


Fig. 2.24. Chitară anonimă din Mirecourt, 1810 Lungimea totală 900 mm, lungimea cutiei 435 mm, lungimea corzilor 631 mm (http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

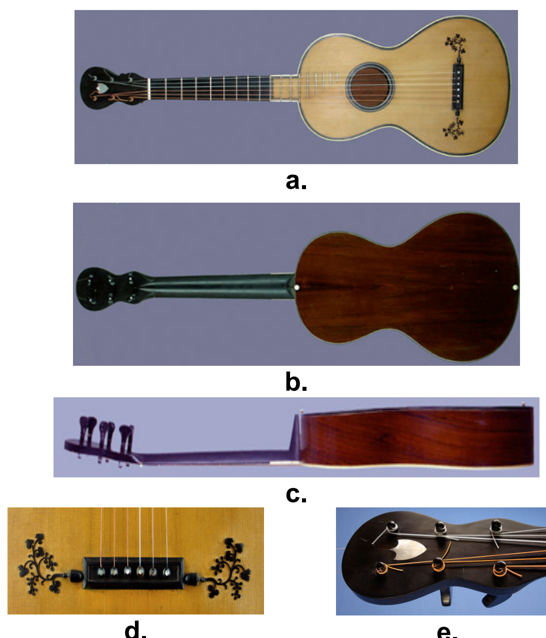


Fig. 2.25. Chitară construită de Lajoue, Mirecourt Franţa, 1820, Lungimea totală 940 mm, lungimea corpului 450 mm, lungimea corzilor 647 mm (http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

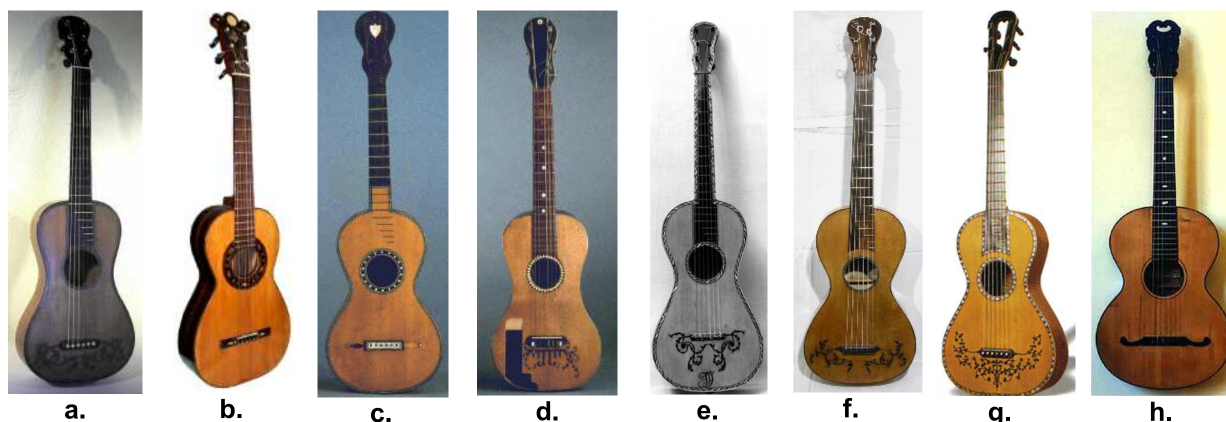


Fig. 2.26. **a.** Austria, Jany – 1800, **b.** Spania, Guerra – 1800, **c.** Franţa, Petitjean – 1800, **d.** Italia, Moschini – 1802, **e.** Italia, Fabricatore-1805, **f.** Italia, Fabricatore-1807, **g.** Italia, Giacomo – 1807, **h.** Italia, Gaetano Guadang - 1814 (http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)



Fig. 2.27. **a.** Austria, Ertl Johann-1817, **b.** Austria, Enzensberger – 1819, **c.** Franţa, Lacote -1823, **d.** Germania, Diehl - 1834, **f.** Spania, Guerra -1842, **g.** Peru, Farfan-1863, (http://sinierderidder.free.fr.)

Un exemplu în acest sens este chitara construită de *Lajoue* în Mirecourt (Franţa), 1820. Corpul chitarei având dimensiunile de gabarit 450 mm, lungimea corzilor de 647 mm şi lungimea totală de 940 mm, prezintă placa de faţă din molid, iar spatele din două bucăţi de palisandru. Se observă o sensibilă creştere a lăţimii cutiei în zona cordarului (Fig. 2.28).

În Fig.2.29 este prezentată chitara realizată de *Aubry Fils* în 1881 pentru Jérome-Thibouville-Lamy. Placa de faţă este din molid, spatele din mahon. Lungimea cutiei de rezonanţă este de 440 mm, înălţimea de 9,5 mm, lungimea totală de 930 mm, iar lungimea corzilor de 631 mm.

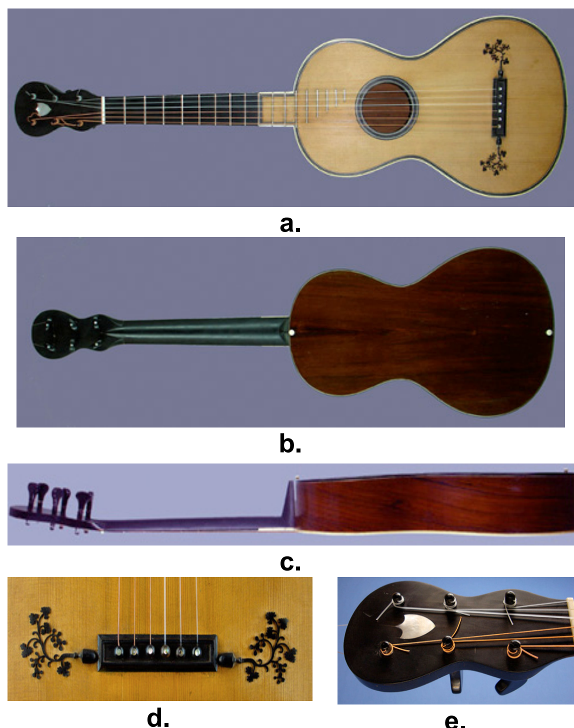


Fig. 2.28. Chitara construita de Lajoue, 1820, **a.** faţa, **b.** spate, **c.** eclise /laterale, **d.** detaliu cordar, **e.** detaliu cap (http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

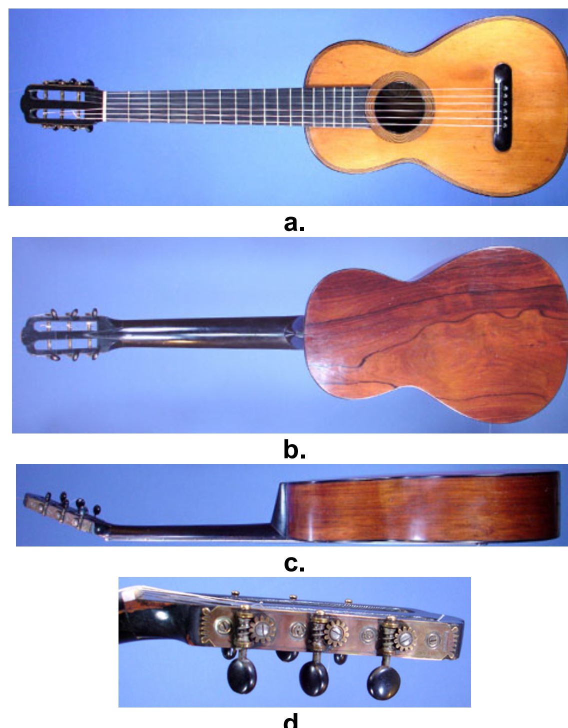


Fig. 2.29. Chitara construită de Aubry Fils, Mirecourt (Franţa) 1881, **a.** faţa, **b.** spate, **c.** eclise /laterale, **d.** cap cu cheile (http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

Cercetările privind obţinerea unor forme şi dimensiuni optime ale chitarei, atât din punct de vedere estetic cât mai ales muzical, au fost întreprinse de *Antonio Torres Jurado (*1817-1892) la Sevilla.

Rezultatul acestor studii sistematice a fost materializat prin modelul dimensional al chitarei clasice actuale. *Torres* și *Louise Panormo* din Londra (1820-1840-activ) sunt ambii responsabili pentru demonstrarea superiorităţii barelor transversale pe faţa chitarei.

În Fig. 2.30 se observă forma constructivă a unei chitare de la începutul sec. al XX lea realizata la Valencia, de către *Telesforo Julve*. Faţa este realizată din cedru, spatele din palisandru, gâtul din cedru şi pin (tocul). Dimensiunile sunt: lungimea totală 970 mm, lungimea corzilor 637 mm, lungimea cutiei 475 mm, lăţimea cutiei (de la stânga la dreapta) 296 mm/229 mm/ 349 mm.

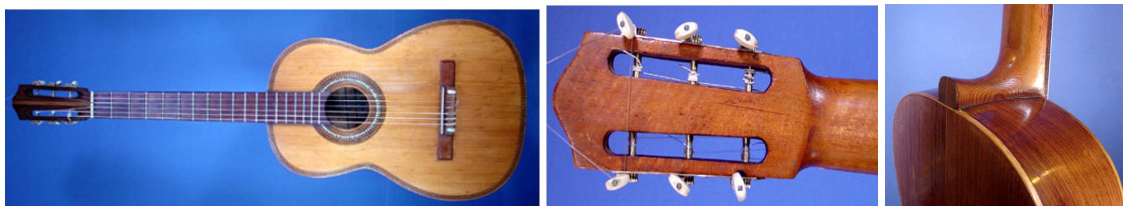


Fig. 2.30. Chitară 1920, Telesforo Julve, Valencia – Spania: faţa, cap, detaliu îmbinare gât-cutie (http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html)

Chitarele secolului al XX –lea

În secolul al XX – lea, din chitara clasică au derivat şi alte tipuri de chitare – acustice, western, electrice, diferite atât ca forme geometrice (curburi, dimensiunile şi volumul cutiei), sistem de bare cât şi ca modalităţi tehnice de amplificare a sunetelor muzicale.

În România, fabricarea instrumentelor muzicale la nivel industrializat, datează din anul 1951, când s-a înfiinţat prima fabrică de instrumente muzicale, în cadrul I.P.L. Reghin. În prezent, fabrica este cunoscută sub denumirea de S.C. Hora S.A. Reghin, fiind singura din Europa ca mărime şi profil de producţie. Datorită managementului echipei de conducere a fabricii, reprezentată de directorul ing. Bâzgan Nicolae şi directorul tehnic ing. Man Dorin, performanţele tehnologice şi de producţie ale fabricii au crescut, ajungând ca în anul 2008 să se exporte aproximativ 50.000 de chitare.

2.4. CONCLUZII

Chitara este un instrument vechi care, de-a lungul secolelor, a cunoscut o evoluţie istorică a dimensiunilor, formei constructive, numărului de corzi, în scopul îmbunătăţirii acusticii şi ergonomiei instrumentului. Forma constructivă a chitarei, respectiv a cutiei de rezonanţă a constituit şi constituie obiectul cercetărilor din domeniul acusticii muzicale. Cunoştinţele apriori şi aposteriori referitoare la influenţa cutiei de rezonanţă în amplificarea sunetelor emise de cozile sonore precum şi adăugarea propriilor frecvenţe de rezonanţă pentru îmbogăţirea timbrului ansamblului sonor au condus la materializarea lor în forme şi structuri diverse, specifice perioadelor istorice de evoluţie. Analizând evoluţia formei constructive a chitarei clasice, se observă că aceasta a depins de o serie de factori extrinseci şi intrinseci: pe de o parte tehnologia de producere a elementelor şi subansamblelor, iar pe de altă parte îmbogăţirea cunoştinţelor şi experienţelor muzicale şi acustice pe măsura nivelului de dezvoltare ştiinţifică. Astfel, dacă în trecut se remarcă o preocupare deosebită pentru calitatea materialelor şi a ornamentelor ca expresie a calităţii estetice a chitarei şi a posibilităţilor financiare ale posesorilor, în prezent raportul preocupărilor s-a inversat, acordându-se o atenţie deosebită calităţii acustice a instrumentului la un raport optim calitate-preţ.

3 STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR TEORETICE ŞI EXPERIMENTALE PRIVIND STRUCTURA ŞI FUNCŢIONAREA CHITAREI CLASICE

În acest capitol sunt prezentate cercetările teoretice şi experimentale privind structura, modul de funcţionare şi factorii care influenţează calitatea unei chitare din perspectiva studiilor realizate până în prezent în acest domeniu. Cele mai numeroase referinţe bibliografice se regăsesc în literatura de specialitate internaţională, la noi în ţară fiind un domeniu slab reprezentat. Studiul chitarei implică o serie de aspecte interdisciplinare şi transdisciplinare, fapt pentru care există numeroase abordări referitoare la: caracteristicile materialelor utilizate în construcţia chitarei, la modul în care comportarea dinamică a chitarei se modifică o dată cu adăugirea elementelor constructive, modul în care se propagă sunetele emise de chitară în diferite câmpuri sonore, implicaţiile psiho-acustice asupra evaluării calităţii unei chitare, modelarea şi simularea structurilor de chitară, cu particularizări pentru anumite tipuri şi mărci de chitară, tipuri de modelări şi simulări matematice ale părţilor componente ale chitarei, modalităţi de testare structurală şi acustică, variante de optimizare a formei şi structurii chitarei ş.a.

Plecând de la această idee, în capitolul de faţă a fost realizată o sinteză a stadiului actual al cercetărilor având ca tematică chitara (clasică şi acustică), demersul fiind structurat pe două părţi: aspecte legate de materialele utilizate în structura chitarei (caracteristici mecanice, dinamice, acustice, estetice) şi cercetări directe privind chitara ca structură mecanică şi dinamică, studii ce se vor constitui în criterii de comparaţie cu rezultatele cercetărilor teoretice şi experimentale.

3.1. Materialele utilizate în construcţia chitarei – studii şi cercetări

3.1.1. Proprietăţile lemnului de rezonanţă

Unul din cele mai studiate aspecte privind instrumentele muzicale cu corzi, îl reprezintă materialele din componenţa acestora, respectiv lemnul de rezonanţă ale cărui proprietăţi acustice au fost deja determinate de numeroşi cercetători. Astfel s-a stabilit că principalele proprietăţi acustice ale lemnului de rezonanţă sunt:

- *Viteza de propagare a sunetului prin lemn c_L care* se referă la viteza de transmitere a undelor elastice longitudinale şi transversale în mediul solid (lemnul). În cazul lemnului, cele mai multe studii au relevat importanţa vitezei de propagare a undelor în lungul fibrei: pe direcţie perpendiculară pe fibre, valorile vitezei de propagare sunt de 3-5 ori mai mici, iar pe direcţie radială valorile sunt mai mari decât pe cea tangenţială (Beldeanu, 2001).

Experimentele realizate utilizând metoda ultrasunetelor (Bucur, 2006) au evidenţiat valori ale vitezei de propagare a ultrasunetelor în diferite specii prezentate în Tabelul 3.1. Cu cât valorile acestui parametru sunt mai mari, cu atât claritatea sunetelor e mai bună. Acest parametru depinde de regularitatea structurii lemnului, de densitate şi umiditate.

Tabelul 3.1.

Viteza medie de propagare a ultrasunetelor in diferite specii

Specia	Densitatea ρ [kg/m^3]	Viteza de propagare longitudinală a sunetului în lemn c_L [m/s]
Răşinoase		
Molid argintiu de rezonanţă Picea engelmannii	**352**	**5500**
Molid de rezonanţă (Picea abies (l.) Karst.)	**400**	**5600**
Molid comun (Picea abies (l.) Karst)	485	5353
Sitka de rezonanţă (Picea sitchensis (Bong))	**430**	**5500**
Sitka comun (Picea sitchensis (Bong))	450	5200
Molid roșu de rezonanţă (Picea rubens Sarg.)	**485**	**6000**
Duglas (Pseudotsuga menziensii (Mirb))	440	5500
Pin (Pinus spp.)	580	5000
Foioase		
Plop (Populus alba)	326	5074
Castan porcesc (Castanea Sativa Mill)	510	4782
Stejar (Quercus robur)	600	5071
Platan (Platanus hybrida)	620	5060
Paltin (Acer platanoides)	623	4695
Fag (Fagus Sylvatica)	674	5074
Paltin creţ de rezonanţă (Acer pseudoplatanus)	**700**	**4350**
Pernambuc (Caesalpinia echinata)	932	4935

- *Rezistenţa (impedanţa) acustică specifică* se referă la rezistenţa pe care lemnul o opune răspândirii sunetului în masa sa R_a (Filipovici, 1965). În cazul lemnului de rezonanţă această caracteristică acustică are valori mici exprimându-se din punct de vedere acustic prin lejeritatea sunetelor.
- *Radiaţia acustică K (constanta de radiaţie acustică* –după Ghelmeziu, Beldie, 1970) reprezintă un criteriu foarte important în aprecierea lemnului de rezonanţă. Valorile ridicate ale constantei de radiaţie acustică denotă o calitate superioară a lemnului utilizat in construcţia instrumentelor muzicale, limita inferioară fiind de 10 m^4/(N s^2), la umiditatea de 10% (Beldeanu, 2001).
- *Factorul de calitate al amortizării vibraţiilor Q* este o mărime legată de pierderea energiei de vibraţie prin frecarea internă, care conduce la fenomenul de amortizare a sunetului, după ce excitaţia sonoră a încetat. În cazul structurilor simple, uniforme, continue, fără defecte,

valorile acestui parametru sunt mari, proporţionale cu viteza de propagare a sunetelor, aşa cum este cazul lemnului de rezonanţă.

În Tabelul 3.2 sunt prezentate valorile optime privind caracteristicile acustice ale lemnului de rezonanţă (Beldeanu, 2001).

Tabelul 3.2.

Valorile principalelor caracteristici acustice ale molidului de rezonanţă

Proprietatea	**Valori limită pentru molidul de rezonanţă**
Viteza de propagare longitudinala a sunetului C_L [m/s]	4800-5700
Radiaţia acustica K [m^4/(kg s)]	10,00 – 13,90
Frecarea interna δ	< 0.02
Factorul de calitate Q	> 100 (105)
Impedanţa acustica specifică R_s [N s/m^3]	(2,16 -2,5) 10^6
Densitatea ρ [kg/m^3]	400-500

Cercetările şi studiile prezentate în cărţile lui Cotta (1983) şi Bucur (2006) au arătat că:

- viteza de propagare a sunetului în lemn, în direcţia fibrelor, creşte odată cu creşterea densităţii (Fig. 3.1) ;
- impedanţa acustică specifică creşte cu creşterea densităţii (Fig. 3.2);
- radiaţia acustică scade cu creşterea densităţii;
- decrementul logaritmic prezintă o sensibilă scădere cu creşterea densităţii (Fig. 3.3).

Din punct de vedere al structurii macroscopice a lemnului, studiile realizate au evidenţiat că: *densitatea scade cu creşterea lăţimii inelului anual, iar proporţia de lemn târziu scade cu creşterea lăţimii inelelor anuale*. Corelaţia cu umiditatea se exprimă astfel: *cu creşterea umidităţii, densitatea creşte, iar modulul de elasticitate scade*. Radiaţia specifică scade, decrementul logaritmic variază după o curbă parabolică între 0-8% umiditate, având valori minime la U=8%. Tot la *U=8% radiaţia specifică e optimă*.

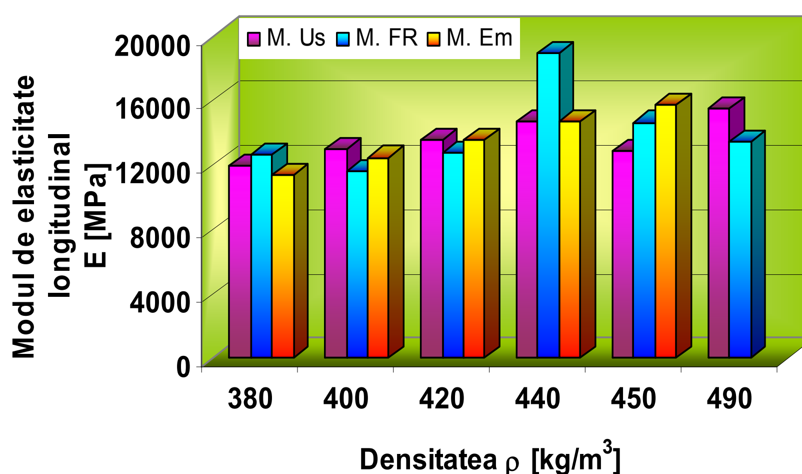


Fig. 3.1. Grafic de comparaţie a rezultatelor obţinute prin diferite metode de determinare a modulului de elasticitate longitudinal, pe epruvete de molid de rezonanţă (Bucur, 2006 –valori experimentale)

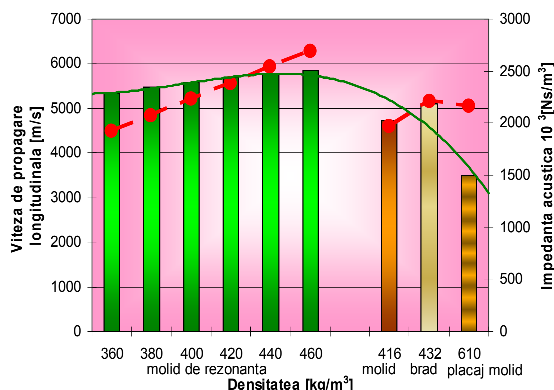


Fig. 3.2. Variaţia impedanţei acustice în raport cu viteza de propagare longitudinală, la specii de răşinoase cu densităţi diferite (Cotta, 1983 – valorile experimentale)

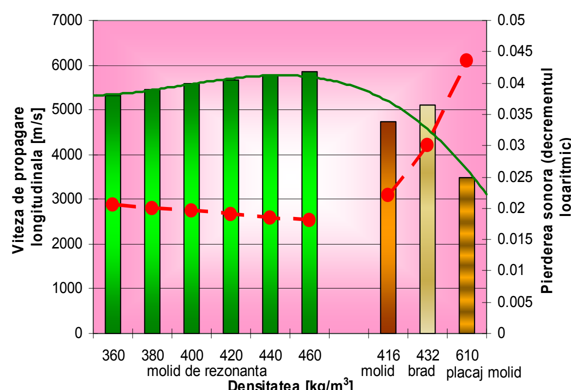


Fig. 3.3. Variaţia decrementului logaritmic cu variaţia densităţii şi vitezei de propagare longitudinală a sunetului în lemn (Cotta, 1983, Bucur, 2006 - sinteza valorilor determinate experimental)

După unii cercetători, raportul optim între modulul de elasticitate longitudinal în direcţie longitudinală şi cel în direcţie radială este E_L/E_R=8..12, iar raportul dintre modulul lui Young si cel transversal trebuie să fie E_L/G_{RT}=23 (Bucur, 2006).

Cunoscându-se proprietăţile lemnului de rezonanţă, s-au proiectat materiale compozite lignocelulozice care să poată fi utilizate în producţia de serie a instrumentelor muzicale. Unul din materialele cu tradiţie în acest sens este placajul obţinut din furnire din specii diferite, având în final caracteristici apropiate lemnului masiv (Tabelul 3.3 şi Tabelul 3.4).

Tabelul 3.3.

Parametrii elastici ai placajului de molid utilizat în construcţia chitarei clasice (preluat după Bucur, 2006)

Densitatea [kg/m³]	Viteza [m/s]		Modulul de elasticitate longitudinal [MPa]		Modul de elasticitate transversal [MPa]		Decrementul logaritmic 2πtanδ	
	//	⊥	$E_{//}$	$E_{\perp}$	$G_{//}$	$G_{\perp}$	At995Hz//	At343Hz⊥
520	5100	1700	13000	1600	2300	1000	0,026	0,045

Tabelul 3.4.

Parametrii elastici pentru diferite tipuri de placaje din componenţa instrumentelor muzicale (după Bucur, 2006)

Tipuri de placaj	Modulul lui Young [MPa]		Viteza de propagare a sunetului in directie longitudinala [m/s]
	//	⊥	
molid // molid ⊥ molid//	7600-11200	9400	4 590
molid // mahon ⊥ molid//	9400-12000	10800	4 320
molid // arin ⊥ molid//	11000-13100	11900	4 850
arin// arin ⊥ arin //	11600-14000	12900	-
molid ⊥ mahon // molid ⊥	800-900	800	4 320
arin ⊥ arin // arin ⊥	1200-1700	1400	-

Lemnul este materialul care prin structura macroscopică și microscopică, prin densitate, anizotropie, rezistență, modul de elasticitate longitudinal și transversal, umiditate și stabilitate dimensională dobândită în condițiile uscării naturale timp de 5-10 ani, conferă instrumentului muzical unicitate. Lemnul intră în componenţa instrumentelor muzicale sub diferite aspecte: acustic

(lemnul de rezonanţă), estetic (mahon, palisandru, abanos, paltin creţ, lemn de trandafir, păr - specii apreciate pentru textură, desen şi culoare), fiabilitate şi rezistenţă la uzură (salcâm, abanos, nuc, fag, pernambuc – gâtul de chitară, mandolină, vioară, violă, violoncel, tastiere, arcuş, componente supuse la uzură). În prezent se utilizează şi materiale compozite lignocelulozice (placaj, lemn stratificat densificat, structuri ranforsate) pentru categoriile de instrumente care se adresează în special începătorilor (tip amator, student, elev), situaţie în care se pune accent pe valoarea funcţională, instructivă a instrumentului şi mai puţin pe cea calitativă şi estetică (Stanciu, 2007 – [S15]).

3.1.2. Elemente de ordin silvicultural şi morfologic specifice lemnului de rezonanţă

Există o serie de teorii privind caracterele morfologice ereditare, condiţiile pedoclimatice ale lemnului de rezonanţă, a perioadelor optime de recoltare, a modului de procesare şi a adecvării caracteristicilor sale la tipul de instrument muzical. Unii cercetători consideră că atât zestrea genetica este hotărâtoare, cât mai ales acţiunea concertată a mai multor factori (climatici, edafici, orografici, biotici, antropici) care influenţează formarea unui lemn cu proprietăţi acustice din specii comune.

S-a constatat că aceşti arbori cresc la altitudini relativ mari (700-1200 m), în depresiuni alpine sau pe versanţi cu expoziţie nordică, locuri semi-umbrite și ferite de vânturi și factori ce modifică structura fibrei. La noi in ţară, centrul de greutate al răspândirii molidului de rezonanţă îl constituia nordul Carpaţilor Orientali, cele mai cunoscute fiind Ocoalele Silvice Moldoviţa şi Tomnatic. În prezent, datorită diminuării ponderii molidului de rezonanţă din Carpaţii Româneşti, cercetările din domeniul silvic au crescut în vederea repopulării staţiunilor forestiere cu acest ecotip având caracteristici şi însuşirile specifice lemnului de rezonanţă (Beldeanu, 2001). Solul pe care se dezvoltă molidul de rezonanţă este sărac în nutrienţi, fiind de tip argilo - nisipo - calcaros, acid până la neutru, format pe substraturi litologice aparţinând zonei vulcanice. Cercetătorii în climatologie de la Columbia University din New York au observat că un factor determinant în formarea lemnului de rezonanţă îl constituie regimul climateric constant de-a lungul perioadei de creştere a arborilor (temperatura medie anuala între 3,5 – 6 ^{0} C). Arborii de molid de rezonanţă se caracterizează prin coroana cilindrică destul de îngustă, cu ramuri relativ subţiri ceea ce-i conferă un aspect sărăcăcios. Acest tip de coroană reţine cantităţi mult mai mici de zăpadă conferindu-i arborelui rezistenţă crescută la rupturi. Rădăcina formează 3-5 contraforţi cu rol de stabilitate la acţiunea mecanică a vântului.

Din analiza evoluţiei inelelor anuale pe secţiunea de la înălţimea de 1,30 m faţă de nivelul solului, s-a constat că se disting două zone, uneori trei, din punct de vedere al lăţimii şi uniformităţii inelelor anuale. Zona C – formată în prima parte a vieţii arborilor, caracterizată prin inele anuale late, variate ca lăţime şi zona A – dezvoltată începând cu vârsta de 50 ani şi caracterizată prin

inele anuale înguste, uniforme, alcătuind porţiunea de lemn de rezonanţă (Fig. 3.4) (Beldeanu, 2001).

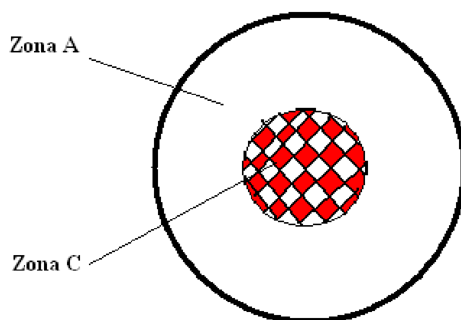
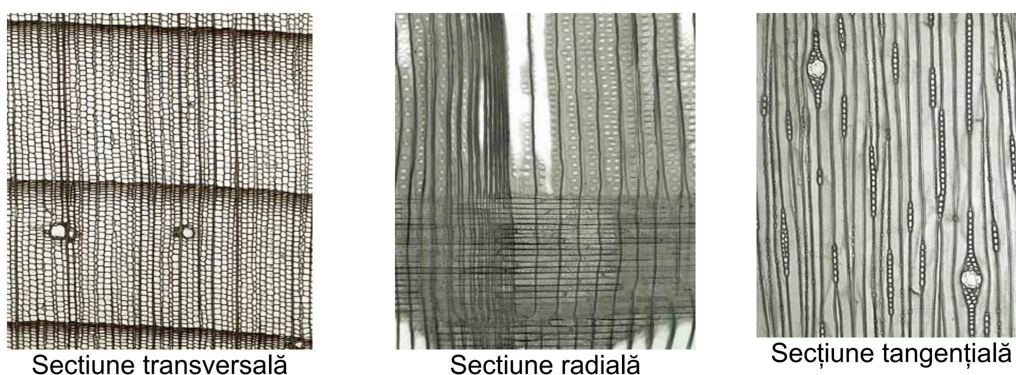


Fig. 3.4. Zone de creștere caracteristice (zona A – cu lemn de rezonanță) (Beldeanu, E., 2001)

3.1.3. Condiţii de recoltare, uscare şi păstrare

Un arbore cu lemn de rezonanţă se identifică atât după caracteristicile morfologice menţionate, cât şi prin metode practice de diagnosticare: fie prin lovirea trunchiului cu un ciocan din lemn din direcţie sudică şi ascultarea sunetului de răspuns pe direcţie opusă, cu urechea lipită de arbore – sunetul înalt şi clar caracterizează arborii de calitate, cei cu defecte emiţând sunete joase, voalate, fie prin metode biochimice de analiză a peroxidazei din acele mature, fie prin metode moderne bazate pe emisia de ultrasunete.

În cazul arborilor doborâţi, identificarea se realizează după caracteristicile macroscopice ale secțiunii transversale: grosime uniformă a inelelor anuale, variind între 1-2 (3) mm, proporţie de lemn târziu scăzută ceea conferă o coloraţie deschisă a lemnului (mai puţin de 20-35% din grosimea inelului anual), raze medulare fine, densitate relativ mică (sub 0,450 g/cm^3), conţinut mic de răşină (fără pungi de răşină), culoare uniformă, albă, albă-aurie şi luciu mătăsos al lemnului, fibra dreaptă, dimensiuni suficiente pentru debitarea radială a sortimentelor (diametrul mai mare de 50 cm). În Fig. 3.5 sunt prezentate imagini ale structurii lemnului de molid pe cele trei direcţii principale obţinute la microscopul de laborator, iar în Fig. 3.6 sunt evidenţiate diferite defecte care subclasează molidul pentru alte utilizări tehnologice decât instrumentele muzicale (Stanciu, 2007).



Secțiune transversală   Secțiune radială   Secțiune tangențială

Fig. 3.5. Structura microscopica a molidului de rezonanta (http://www.woodanatomy.ch/species.php?code=PCAB)

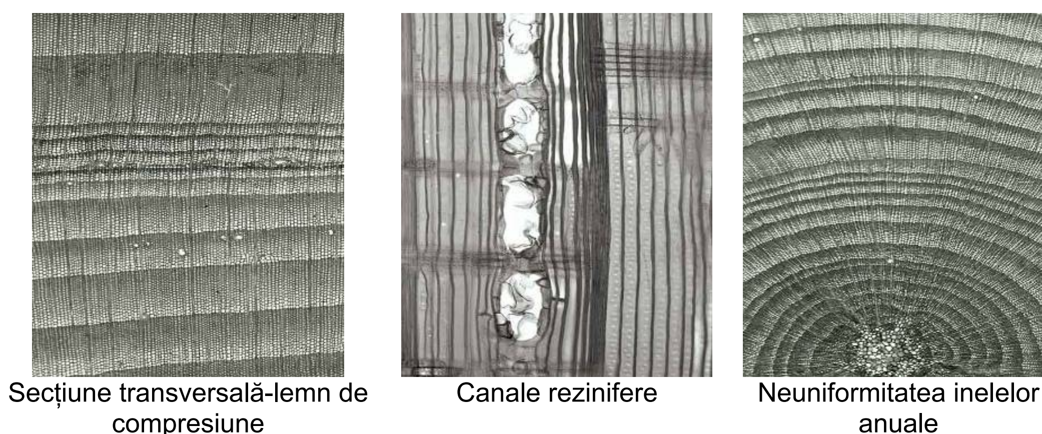


Fig. 3.6. Defecte de structura ale molidului
(http://www.woodanatomy.ch/species.php?code=PCAB)

Modul de debitare, fasonare şi sortare a buştenilor, stivuirea, condiţiile de depozitare, conservare şi uscare a sortimentelor reprezintă alţi factori de influenţă asupra calităţii lemnului de rezonanţă. Reperele sunt obţinute prin tăiere radială sau semiradială. În acest sens, încă din faza de debitare a buştenilor în sortimente, este stabilită destinaţia reperelor, clasa de calitate şi aşezarea în pereche pentru stivuire (Fig. 3.7.). Perioada de uscare naturală durează de la 3 (5) la 10 (12) ani în funcţie de calitatea sortimentelor şi a viitorului instrument muzical. Se evită uscarea artificială deoarece regimurile de uscare artificială, chiar şi în condiţii blânde, creează tensiuni interne şi fenomene la nivel microcelular care distrug calităţile acustice ale lemnului de rezonanţă (Stanciu, 2007 – [S13]).



Fig. 3.7. Modele de debitare a lemnului de rezonanță
(http://www.tonewood.ch/fromtreetosoundboard.html)

S-a constat, atât din experienţa acumulată de-a lungul timpului de către lutieri, cât şi prin studiile recente, că un lemn de rezonanţă de calitate este unul "îmbătrânit" şi uscat natural cel puţin 50 ani (Beldeanu, 2001). Dacă în primii 3 - 10 ani se produce un echilibru higroscopic cu mediul înconjurător, păstrat în continuare în condiţii specifice de uscare naturală, în lemn se produc modificări ale structurii cristalografice a celulozei din alcătuirea sa, care vor influenţa pozitiv sonoritatea lemnului.

Din cercetările realizate, s-au evidenţiat o serie de trăsături macroscopice şi submicroscopice ce deosebesc lemnul de rezonanţă învechit de cel proaspăt doborât:

- Mirosul acid (la o vechime de 150-200 ani);
- Miros de vanilină (lemn cu vechime mai mare de 200 ani);
- Culoare mai închisă – galben-auriu;
- Densitatea mărită;
- Conţinut de lignină şi hemiceluloze micşorat ;
- Hemicelulozele, sub acţiunea factorilor externi se transforma in oligozaharide solubile în apa fierbinte.

Totodată, studiile experimentale au dovedit că, sub acţiunea îndelungată a forţelor vibratorii ale corzilor, în structura submicroscopică a lemnului se produc modificări ce conduc la stabilizarea altor valori ale proprietăţilor acustice ale lemnul de rezonanţă (Bucur, V., 1980). Conţinutul bogat de metale (zinc – de 3, 4 ori, crom – de 2 ori mai mult, argint, cobalt, staniu) la nivelul pereţilor celulari ai molidului de rezonanţă faţă de cel obişnuit contribuie şi el la asigurarea unei viteze superioare de propagare a sunetelor în lemn (Geambaşu, 1995).

3.2. Comportarea dinamică a plăcilor şi structurilor din plăci din componenţa chitarei

În literatura de specialitate internaţională se regăsesc numeroase studii şi cercetări ştiinţifice referitoare la instrumentele muzicale cu corzi – vioara şi chitara. La noi în ţară au existat preocupări ştiinţifice centrate mai mult pe determinarea caracteristicilor dinamice şi acustice ale plăcilor şi corpurilor de vioară (Cotta, 1983), realizate în colaborare cu aparatul tehnic de la fabrica de instrumente muzicale, S.C. Hora S.A. Reghin, sub conducerea d-lui director ing. Bâzgan Nicolae. Întrucât tematica cărţii vizează chitara clasică, în acest subcapitol este prezentată o analiză critică a stadiului actual al cercetărilor pe acest instrument, fiind punctate în ordine cronologică cele mai relevante studii şi rezultate publicate în reviste, edituri sau în baze de date internaţionale. Din amplele investigaţii de informare şi documentare, s-a observat că există două nivele de cercetare ale problematicilor privind chitara: cele întreprinse în mod organizat, sistematic în centre de cercetare, bazate pe studii ştiinţifice publicate şi recunoscute de forurile academice naţionale şi internaţionale din domeniu, şi cele realizate de lutieri, în ateliere proprii, pe baza experienţei practice, postate pe site-urile proprii de promovare şi imagine.

J. Meyer (1982, 1983 a și b) a fost primul cercetător care a obţinut rezultate experimentale relevante referitoare la cele mai joase frecvenţe de rezonanţă ale chitarei, pe care acesta le explică prin legătura dintre modurile proprii ale plăcii de faţă şi aerul din cavitate. Experimentele sale au constat în măsurarea presiunii sonore utilizând 6 microfoane poziţionate în jurul chitarei.

Chitara a fost supusa vibraţiilor forţate prin intermediul unui excitator amplasat în zona cordarului. Răspunsul dinamic al chitarei a fost măsurat în diferite condiţii de contur: chitara liberă, corpul chitarei umplut cu spumă poliuretanică şi corpul chitarei îngropat parțial sau total în nisip. S-a constatat că în cazul cutiei umplute cu burete, cea mai joasa frecvenţă de rezonanţă a dispărut, iar frecvenţa corespunzătoare modului 2 a scăzut uşor. În cazul acoperirii chitarei în întregime în nisip, semnalul măsurat a arătat că instrumentul a vibrat doar la frecvenţele joase. În cazul îndepărtării stratului de nisip de pe fața chitarei, răspunsul dinamic al acesteia a arătat că valorile frecvenţelor sunt aproximativ aceleaşi cu situaţia în care chitara a vibrat liber. Meyer (1982) este autorul mai multor experimente din domeniul analizei modale prin care a investigat modurile de vibraţie ale feţei de chitară ca structură individuală, testând-o pentru diferite condiţii de contur.

Numeroase şi importante studii au fost realizate pe o perioadă de mai bine de 20 ani la Universitatea Wales din Cardiff. Primul care a început investigaţiile în domeniul instrumentelor muzicale cu corzi în cadrul centrului de la Cardiff, a fost Bernard Richardson (1982, 1983, 1984, 1986, 1990, 1994, 1995) care a studiat experimental modurile de vibraţie al chitarei în diferite etape constructive. Pentru vizualizarea figurilor Chladni, Richardson a utilizat interferometria holografică, aşa cum se observă în Fig. 3.8 - studii de referinţă în literatura de specialitate.

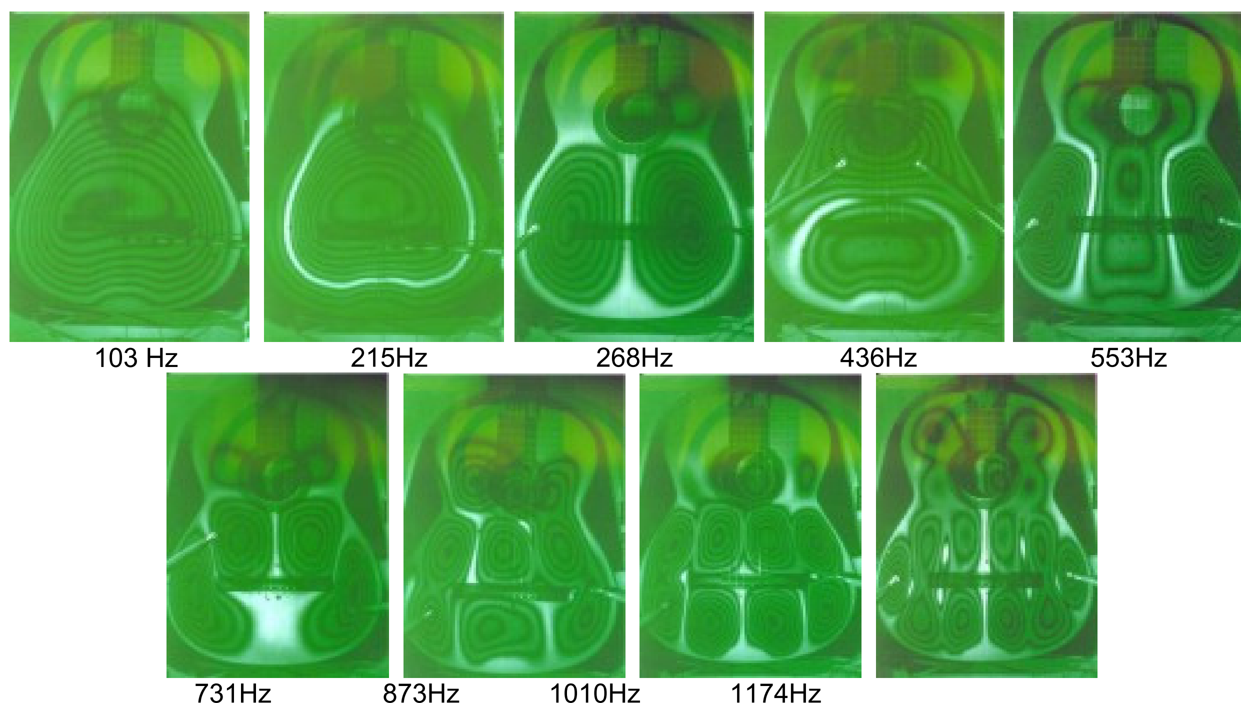


Fig. 3.8. Formele modale şi valorile frecvenţelor proprii obţinute experimental de Richardson (1982)

French M. și Lewis K. (1995) au studiat comportarea dinamică a unei chitare acustice – model Yamaha cu ajutorul unui echipament de măsurare non-contact cu laser bazat pe un Laser Doppler Vibrometru. Autorii studiului propun o interpretare în domeniul liniar a comportării dinamice a chitarei. În cercetările experimentale, aceştia au neglijat existenţa corzilor, obţinând rezultatele prezentate în Tabelul 3.5.

Tabelul 3.5.
Valorile frecvenţelor proprii primelor 8 moduri de vibraţii, obţinute de French M. și Lewis K., (1995**)**

Modul 1	Modul 2	Modul 3	Modul 4	Modul 5	Modul 6	Modul 7	Modul 8
116,5 Hz	224,3 Hz	371 Hz	408 Hz	444 Hz	456 Hz	498 Hz	580 Hz

Wright (1996) a abordat, în cadrul tezei sale de doctorat, legătura dintre proprietăţile fizice şi acustice ale instrumentelor muzicale şi aprecierea subiectivă a calităţii acustice a sunetelor emise de instrument, cu referire la chitara clasică. Astfel, Wright cercetează modul în care calitatea constructivă, estetică şi acustică a chitarei influenţează evaluarea instrumentului de către interpret şi auditoriu. Cercetările acestuia s-au canalizat pe trei direcţii: aspecte legate de mecanica şi dinamica chitarei ca sistem complex, aspecte legate de acustica încăperii în care se cântă la chitară şi aspecte legate de poziţia chitaristului şi a sursei sonore (chitara) faţă de auditoriu. Pentru aceasta, Wright a efectuat trei tipuri de încercări experimentale pe corpul de chitară. În prima etapă a simulat acţiunea corzilor prin intermediul unui cap de impedanţă aplicat în zona cordarului în fiecare poziţie a celor 6 corzi, iar semnalul de ieşire a fost captat cu un accelerometru Brüel & Kjær. Datele au fost prelucrate, rezultând frecvenţele de rezonanţă, masa efectivă, factorul de calitate Q, suprafaţa efectivă şi presiunea acustică – determinată cu ajutorul unui microfon plasat în dreptul rozetei. De asemenea au fost determinate modurile de vibraţii prin metoda clasică – cu nisip. În a doua etapă a ţinut cont de existenţa corzilor de nylon (testând două tipuri de corzi). Ultimul tip de test - care constituie şi cel mai important în cercetările lui Wright, a constat în testul de audiţie bazat pe pragul de sensibilitate acustică a auditoriului aplicând o metodă proprie de investigare bazată pe cele metoda scării multi-dimensionale MDS şi metoda diferenţelor semantice SD. Testul a constat în sesizarea de către cei 19 subiecţi a diferenţelor dintre două sunete şi notarea gradului de diferenţiere pe o scară de la 0 la 3. Pentru aplicarea testului, au fost schimbaţi, pe rând, o serie de parametrii analizaţi prin testele anterioare. Studiile realizate de Wright au relevat faptul că masa şi suprafaţa efectivă a corpului de chitară influenţează modurile proprii şi calitatea acustică a instrumentului. Ca direcţii viitoare de investigaţii, acesta propune studierea modului în care volumul de aer din interiorul corpului de chitară influenţează vibraţiile plăcilor de faţă şi spate, la frecvenţe înalte.

Russell (1998) **(**http://www.kettering.edu/~drussell/guitars/hummingbird.html) împreună cu echipa sa de cercetători (Paul Pedersen și Pontus Weibull, Wes Haveman, Willis Broden, Zach Hastings), a analizat experimental modurile de vibraţie ale mai multor tipuri de chitare şi anume: chitara folk tip Gibson, chitara electrică tip Epiphone Coronet, chitara electrică Gibson Explorer 76, chitara electrică Gibson ES-335, înregistrând ca date de ieşire presiunea acustică a aerului din zona rozetei. Pentru chitara folk a realizat modelarea numerică a structurii, utilizând rezultatele experimentale ca date de intrare, care sunt prezentate în Fig. 3.9.

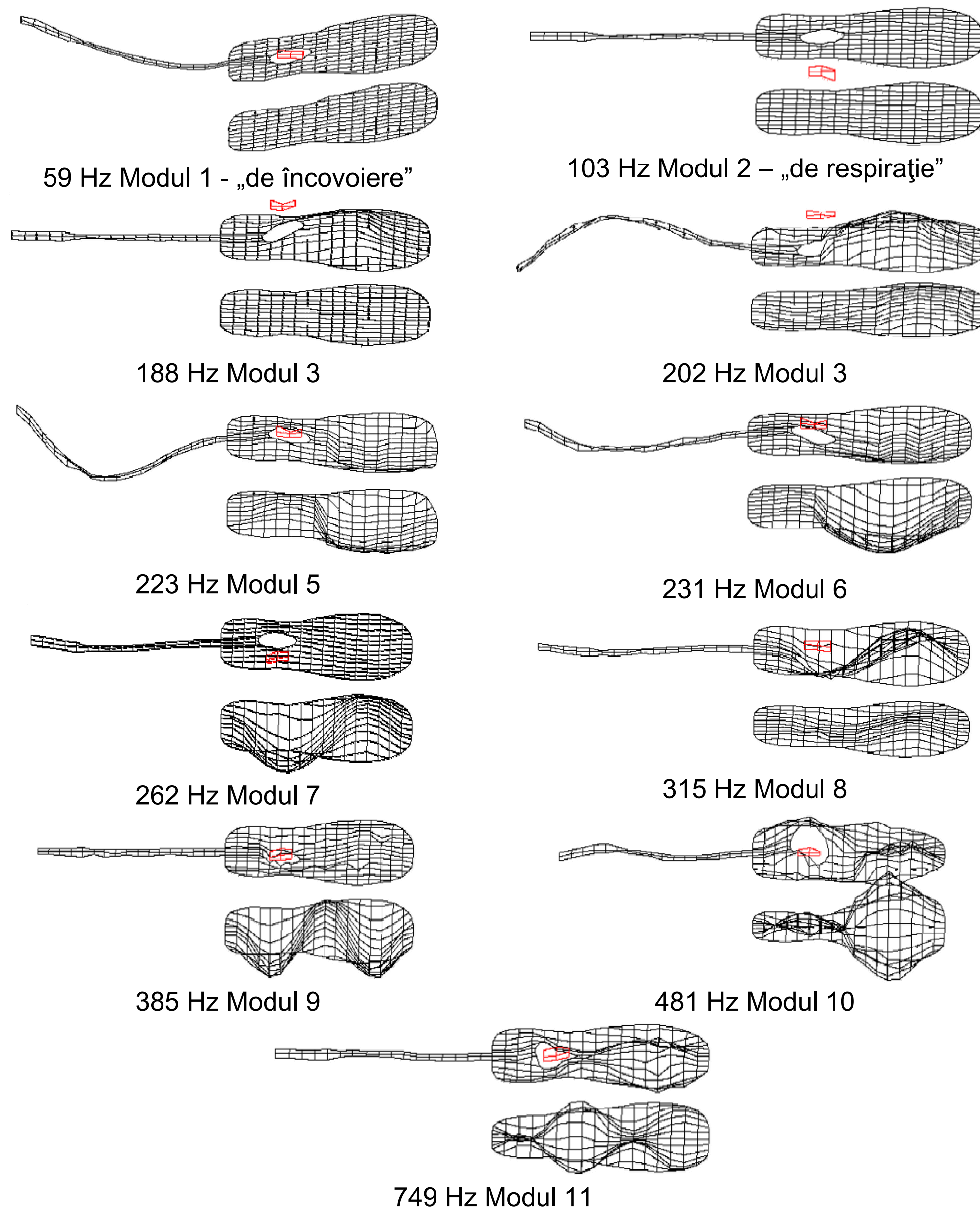


Fig. 3.9. Modurile de vibraţie ale chitarei folk tip Gibson, modelate de Russell (1998)

French şi Hosler (2001) au studiat mecanica instrumentelor cu corzi, dintre care şi chitara. Aceştia au determinat experimental răspunsul dinamic al două chitare cu sisteme de bare în X, dar diferite din punct de vedere al modului de ranforsare a gâtului (cu tijă metalică şi cu tijă din fibră de carbon).

Pentru determinarea modurilor de vibraţie ale chitarelor studiate, French şi Hosler au suspendat piesele, astfel încât să poată analiza comportarea întregului corp al chitarei. Structura a fost excitată la frecvenţele specifice corzilor libere, iar captarea semnalelor de ieşire s-a realizat atât prin intermediul mini-accelerometrelor şi a metodelor optice (Fig. 3.10). Primul mod obţinut a fost modul de încovoiere al gâtului, la frecvenţa de 85 Hz, mod care se regăseşte la diferite instrumente similar, variind între 65 şi 85 Hz. Al doilea mod de vibraţie ce caracterizează corpul chitarei este cel cunoscut în literatura de specialitate ca modul de respiraţie (după unii, impropriu

numit modul Helmholtz), datorită mişcării în antifază a feţei şi spatelui de chitară. Frecvenţa obţinută pentru acest mod a fost de 100 Hz, valoare similară cu cea obţinută de Rossing (1990) pentru chitara Martin D28, şi anume 102 Hz. Valorile specifice acestui mod de vibraţie variază în funcţie de condiţiile de contur impuse de cercetători; astfel aceeaşi chitară studiată de Rossing dar în condiţii de rigidizare a corpului de chitară, prezintă frecvenţe mai înalte – de 121 Hz. Pentru al treilea mod de vibraţie, în condiţii specifice vibraţiilor libere, French şi Hosler au obţinut valori între 200 şi 224 Hz, pe când Rossing (1990) a obţinut 193 Hz. În acelaşi studiu, cei doi cercetători definesc o serie de caracteristici ale calităţii acustice a chitarei şi anume: radiaţia sonoră care reprezintă capacitatea chitarei de a emite sunete; claritatea sunetelor – capacitatea chitarei de a reda clar şi corect frecvenţele corzilor excitate; echilibrul acustic – capacitatea de a emite atât sunetele înalte cât şi cele joase; lipsa ecoului – capacitatea unui instrument de a exprima dinamica sunetelor; timbrul – capacitatea instrumentului de a îmbogăţi sunetul cu frecvenţele proprii ale materialelor din componenţa instrumentului (lemnul de diferite specii).

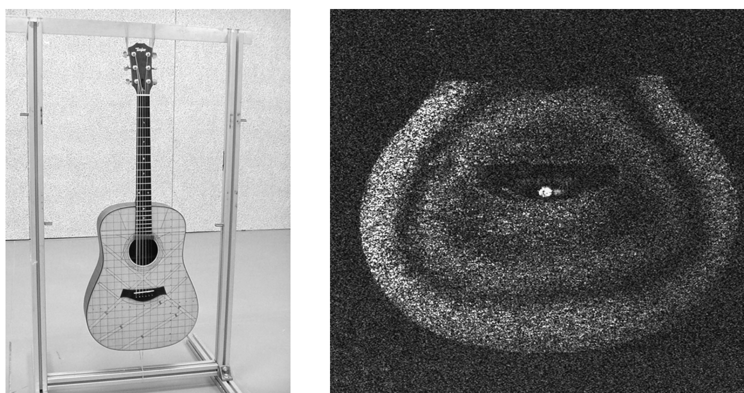


Fig. 3.10. Modalităţi de testare a chitarei propuse de French şi Hosler (2001)

Alm şi Walker (2002) propun trei metode corelate de analiză a frecvenţei şi înălţimii sunetelor produse de diferite instrumente muzicale (flaut, pian, chitară) pentru aceleaşi frecvenţe de excitaţie. Cele trei metode de analiză a răspunsului în frecvenţă abordate de aceşti cercetători au fost: analiza Fourier, metoda spectrogramei şi metoda scalogramei, care prin interpretarea lor corelată au putut oferi o imagine corectă şi clară asupra frecvenţelor fundamentale şi armonicelor celor trei instrumente studiate.

Jansson, E. V. (2002) abordează aspecte legate de modul în care funcţionează chitara, principiile care stau la baza emiterii sunetelor de către chitară, structura unei chitare clasice spaniole şi calităţile acustice ale chitarei, însoţind explicaţiile cu rezultate din literatura de specialitate şi investigaţii proprii. Pentru stabilirea calităţii acustice a chitarei, Jansson (2002) a realizat un sondaj prin care a stabilit care sunt aspectele ce caracterizează calitatea sonoră a unei chitare. Eşantionul pe care s-a făcut studiul a fost de 9 profesionişti. Astfel, dintre caracteristicile calităţii acustice pe care auditoriul le-a stabilit, se numără: sunetul de atac (3 din 9), sunet susţinut

(9 din 9), domeniul dinamic (3 din 9), sunet echilibrat (5 din 9), timbrul (6 din 9), maleabilitatea timbrului (4 din 9), lungimea sunetului (6 din 9).

Testele în domeniul psiho-acustic au constat, pe de o parte în analiza acustică a unui fragment muzical interpretat la diferite tipuri de chitară şi evaluarea lui de către subiecţi, iar pe de altă parte în analiza acustică cu softuri specializate. Astfel, bazându-se pe studiile lui Meyer, care de asemenea a studiat aspectele acustice ale chitarei clasice, Jansson stabileşte că o chitară de calitate, cu un sunet plin se caracterizează printr-o bandă de frecvenţe mai mare decât cea cuprinsă în intervalul 80 – 1000 Hz, iar pentru un sunet strălucitor şi clar, banda de frecvenţe trebuie să fie cuprinsă în intervalul 1000-3000 Hz. Peste această limită, sunetele tind sa devină ascuţite şi aspre.

Studiile teoretice şi practice ale lui Jansson au urmărit şi factorii constructivi care contribuie la îmbunătăţirea calităţii acustice a chitarei, analizând modificările dinamice ale plăcilor de chitară în etape diferite ale construcţiei chitarei. Astfel, s-a constatat că aplicarea cordarului pe placa de faţă influenţează considerabil sensibilitatea plăcii la vibraţii, pe când aplicarea barelor de rezonanţă influenţează mai mult sensibilitatea plăcilor la vibraţii de frecvenţă înaltă, decât în domeniul frecvenţelor joase. Plecând de la această idee, Jansson îşi orientează studiile asupra influenţei pe care forma, dimensiunile şi poziţia cordarului o are pe placa de faţă a chitarei. Studiul prezentat se finalizează cu o variantă de strategie tehnologică pe care Jansson o propune, plecând de la construcţia părţilor rigide ale chitarei (spate, eclise, gât), ultimul element care ar trebui aplicat fiind cordarul, a cărui formă, dimensiuni şi poziţie putând fi ajustată în funcţie de acustica dorită.

Kempton (2002) a determinat experimental frecvenţele de rezonanţă ale corpului de chitară acustică tip Gibson J-45 1968, utilizând o placă de achiziţie a datelor pe care acesta le-a prelucrat grafic, obţinând astfel valorile frecvenţelor de rezonanţă.

Shaheen P. M. (2004) a analizat comportarea dinamică a chitarei folk tip Martin D-28 în etape diferite de construcţie, având ca scop evidenţierea influenţelor pe care modificările structurale le au asupra frecvenţelor proprii şi formelor modale ale chitarei supuse investigaţiilor. Bazându-se pe date reale, Shaheen a realizat modelarea chitarei cu elemente finite în fazele tehnologice intermediare, simulând răspunsul la vibraţii libere a structurii. Softul pe care l-a utilizat a fost I-DEAS 10.

Pentru analiza structurală a părţilor componente – faţă, spate, eclise, gât, acesta a apelat la diferite condiţii de contur. Astfel, pentru analiza plăcii acustice a încastrat spatele şi gâtul; pentru analiza plăcii de spate, a încastrat faţa şi gâtul. De asemenea, a mai considerat placa de faţă liberă, încastrată pe contur şi placa de spate liberă, dar încastrată pe contur. Restricţiile impuse pentru condiţiile de contur pot fi vizualizate în Fig. 3.11.

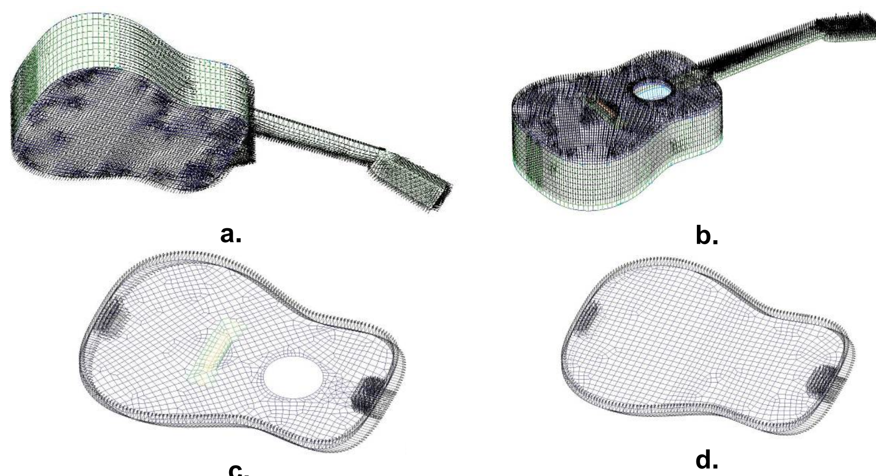


Fig. 3.11. Condiţiile de contur ale plăcilor de chitară analizate de Shaheen (2004) în modelarea cu element finit

Rezultatele modelării cu FEM pentru chitara întreagă au fost comparate cu cele obţinute experimental, constatându-se diferenţe mari cu creşterea frecvenţelor, aşa cum se poate observa în Tabelul 3.6. Parametrii studiaţi de Shaheen (2004) au fost: barele de rigidizare, arcuirea plăcii acustice, materialul lemnos utilizat din punct de vedere al densităţii, modulului de elasticitate longitudinal şi al masei.

Tabelul 3.6.

Rezultatele experimentale şi teoretice obţinute de Shaheen (2004)

Mod	Frecvenţa Test (Hz)	Frecvenţa FEM (Hz)	Δ (%)	Frecvenţa Test (Hz)	Frecvenţa FEM (Hz)	Δ (%)
(0, 0)	163	162	-0,6%	165	165	0,0%
(0, 1)	276	309	10,7%	257	201	-27,9%
(1, 0)	390	404	3,5%	337	237	-42,2%
(0, 2)	431	503	14,3%	369	266	-38,7%
(1, 1)	643	474	-35,7%	480	282	-70,2%
(0, 3)	733	649	-12,9%	509	273	-86,4%
(2, 0)	756	815	7,2%	602	288	-109,0%

Direcţiile viitoare de cercetare pe care Shaheen le propune se referă la analiza structurală din punct de vedere al conexiunilor dintre mediile solid-fluid ale chitarei, influenţa creşterii temperaturii corzilor în timpul vibraţiilor asupra răspunsului dinamic al corpului de chitară, analiza răspunsului în frecvenţa a chitarei solicitate de o vibraţie forţată, influenţa greutăţii sistemului de acordare a corzilor asupra greutăţii masei dinamice a chitarei.

Becache, Chaigne, Derveaux și Joly (2004) au studiat interacţiunea dintre fluidul din interiorul corpului de chitară şi structura solidă a acesteia, prin modelare numerică în domeniul timpului. Modelul propus de Becache implică deplasarea transversală a structurii datorită vibraţiei corzilor excitate, mişcarea de încovoiere a plăcii de faţă şi radiaţia acustică în aer. Ipotezele utilizate de aceştia se bazează pe teoria Kirchhoff-Love pentru dinamica plăcilor din materiale ortotrope, iar pentru fenomenele aerodinamice studiate, au aplicat metoda fictivă şi schema de conservare a timpului. Cercetările acestora aduc în atenţie posibilitatea utilizării domeniului

continuu şi discret în modelarea numerică, astfel încât simulările să fie cât mai apropiate de realitate.

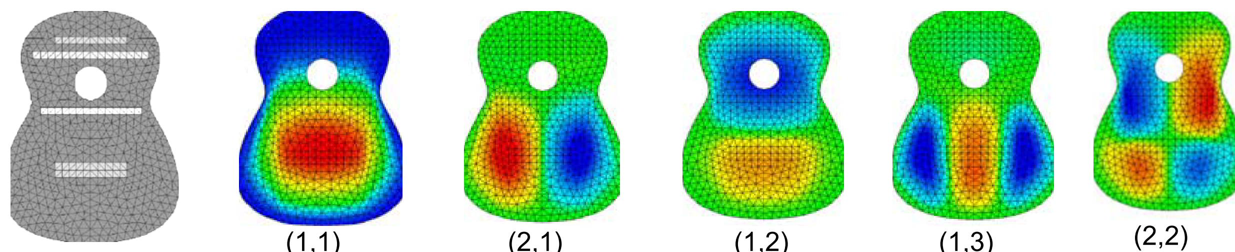


Fig. 3.12. Modurile proprii ale chitarei studiate de *Becache, Chaigne, Derveaux Joly (2004*)

Părţile componente ale corpului de chitară au fost modelate cu elemente finite triunghiulare tip placă, iar aerul – partea fluidă – a fost discretizată în elemente tip solid de formă paralelipipedică. Astfel aceştia au modelat corpul chitarei cu 3 bare transversale şi cordar (Fig. 3.12), utilizând ca date de intrare, valori preluate din literatura de specialitate. Rezultatele obţinute de aceştia au fost comparate cu rezultatele experimentale obţinute de Jansson (1971) prin metoda interferometriei holografice (Fig. 3.13).

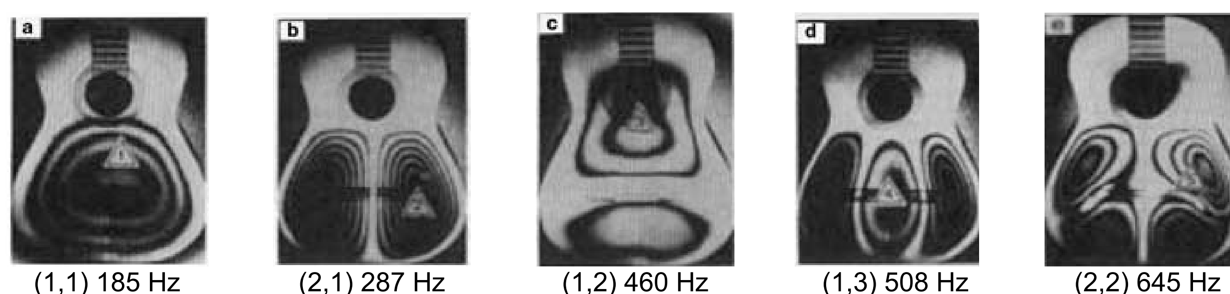


Fig. 3.13. Modurile vibratorii ale feţei de chitară clasică fixată pe eclise, fără spate, obţinute de Jansson (1971)

Modelarea realizată de Becache, Chaigne, Derveaux şi Joly (2004) a continuat cu determinarea deplasărilor plăcii de faţă, a distribuţiei presiunii acustice în corpul chitarei, rezultate vizibile prin hărţile de tensiuni, deplasări şi deformaţii prezentate în Fig. 3.14. Studiile acestora deschid perspectivele determinării proprietăţilor acustice ale chitarei în condiţiile varierii proprietăţilor materialelor din componenţa plăcilor, astfel încât să poată fi anticipată comportarea reală a instrumentului.

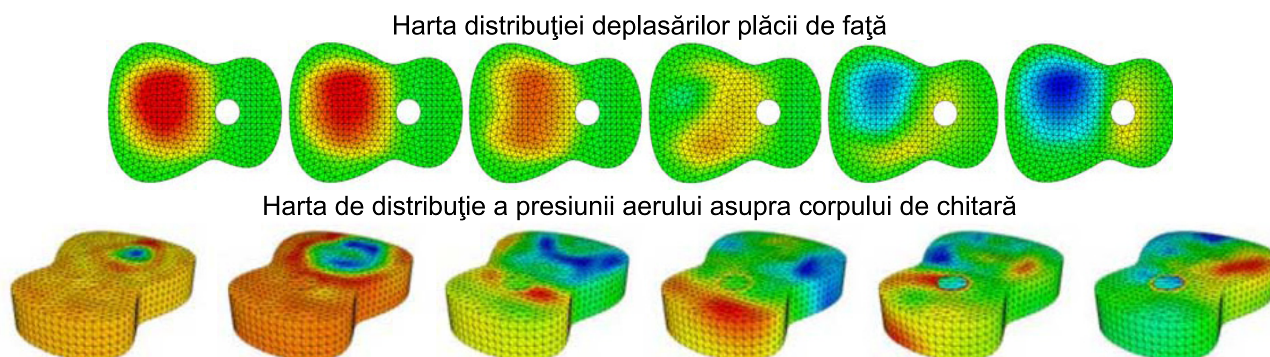


Fig. 3.14. Rezultatele simulării numerice realizate de Becache, Chaigne, Derveaux and Joly (2004)

Ezcurra, Elejabarrieta şi Santamaría (2004) au studiat influenţa tipului de fluid din interiorul chitarei asupra comportării dinamice a cutiei de rezonanţă. Utilizând metoda experimentală de analiză modală şi metoda numerică pe baza elementelor finite, aceştia au simulat comportarea dinamică a corpului de chitară pentru diferite gaze din interiorul acestei, respectiv: aer, heliu şi kripton. Astfel, rezultatele studiului lor s-au concretizat în determinarea formelor vibratorii, a frecvenţelor proprii şi a răspunsului în frecvenţă. În Tabelul 3.7 sunt prezentate rezultatele centralizate obţinute de autorii studiului.

Tabelul 3.7.

Valorile frecvenţei şi factorului de calitate obţinute pentru cele trei tipuri de fluide (Ezcurra ș.a., 2004)

	Heliu		Air		Kripton	
	Calculat	Experimental	Calculat	Experimental	Calculat	Experimental
TB (1)	128 Hz	142 Hz, Q=34	91 Hz	101 Hz, Q=25	68 Hz	74 Hz, Q=18
TB (2)	170 Hz	189 Hz, Q=30	162 Hz	108 Hz, Q=31	160 Hz	176 Hz, Q=38
TB (3)	215 Hz	246 Hz, Q=35	210 Hz	239 Hz, Q=37	195 Hz	222 Hz, Q=38
TB (4)	-	-	242 Hz	-	224 Hz	-
TB (5)	287 Hz	296 Hz, Q=20	259 Hz	282 Hz, Q=50	254 Hz	255 Hz, Q=42
TB (6)	292 Hz	333 Hz, Q=37	290 Hz	323 Hz, Q=58	291 Hz	305 Hz, Q=55
TB (7)	352 Hz	391 Hz, Q=28	332 Hz	372 Hz, Q=42	320 Hz	331 Hz, Q=35
TB (8)	396 Hz	439 Hz, Q=22	373 Hz	393 Hz, Q=50	384 Hz	384 Hz, Q=65

În urma cercetărilor efectuate, autorii au ajuns la următoarele concluzii: primele forme vibratorii corespunzătoare frecvenţelor joase nu depind de natura fluidului din interiorul corpului de chitară; distribuţia presiunii din interiorul cutiei este similară pentru cele trei tipuri de fluide testate - în cazul modului de vibraţie de tip Helmholtz, distribuţia câmpului de presiune depinde de densitatea fluidului din interiorul structurii; tipul fluidului influenţează formele modale şi valorile frecvenţelor întregului corp de chitară.

Comportarea dinamică a părţilor individuale ale cutiei (placa de faţă, placa de spate, laterale) este influenţată de interacţiunea lor cu fluidul din interiorul cutiei, din cercetările experimentale a rezultat că factorul de calitate este cel mai mult influenţat de natura şi proprietăţile gazului din interiorul structurii. Direcţiile viitoare de cercetare recomandate de autorii studiului vizează corelarea celor două metode de investigare pentru analiza structurală a corpurilor de chitară cu design diferit.

Acelaşi grup de cercetători, Elejabarrieta, Ezcurra și Santamaria (2007) au studiat răspunsul dinamic al chitarei în diferite etape tehnologice de calibrare şi şlefuire a plăcilor de faţă şi spate din corpul de chitară clasică, ajungând la concluzia că reducerea grosimii plăcilor duce la scăderea rigidităţii acestora şi mai puţin a masei lor. Diminuarea grosimii influenţează valorile frecvenţelor proprii în sensul micşorării lor, fără a afecta formele vibratorii. În Fig. 3.15 sunt prezentate rezultatele cercetărilor teoretice şi experimentale realizate de aceştia pe plăcile simple de chitară. După adăugirea barelor de rezonanţă, s-a constatat o creştere evidentă a valorilor frecvenţelor proprii datorate creşterii rigidităţii plăcilor. Elejabarrieta, Ezcurra și Santamaria (2007) au determinat prin modelare şi simulare numerică şi modul în care plăcile corpului de chitară

vibrează atât în situaţia în care este neglijat fluidul din interiorul cutiei, cât şi în cazul existenţei acestuia şi implicit a rolului pe care fluidul din cutie îl are asupra comportării dinamice a chitarei.

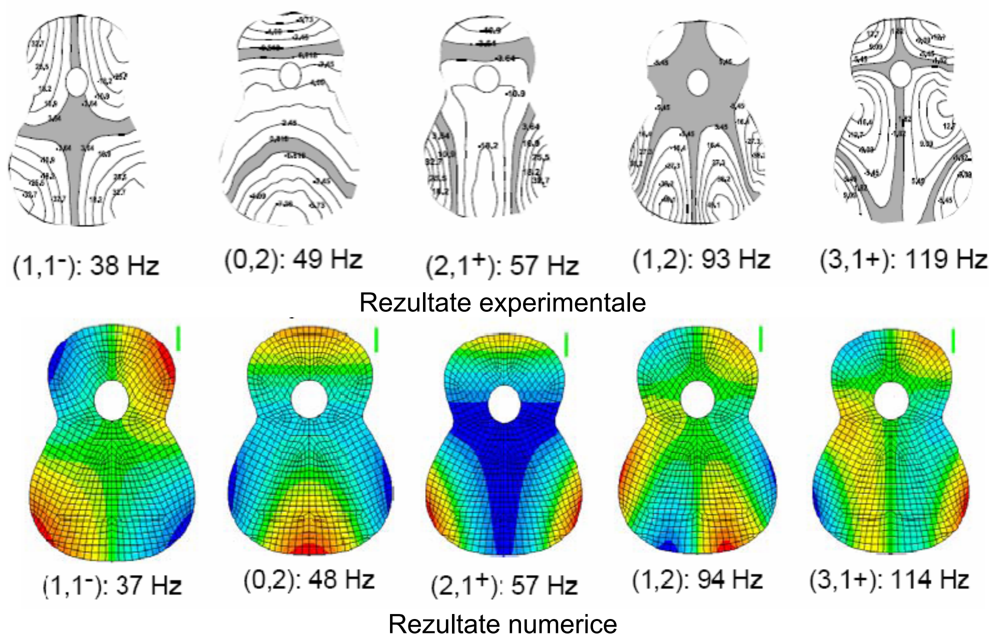


Fig. 3.15. Formele vibratorii ale plăcii de faţă ale chitarei clasice supuse vibraţiilor libere obţinute de Elejabarrieta, Ezcurra și Santamaria (2007) prin metode analitice şi numerice

Bader (2005) propune în cartea *Computational Mechanics of the Classical Guitar,* o nouă abordare teoretică asupra acusticii instrumentelor muzicale, bazată pe analiza fenomenelor tranzitorii şi a simulării acestora pe instrumentele muzicale. Pentru introducerea acestui concept în simulările matematice, Bader realizează modelarea chitarei prin metoda diferenţelor finite, ceea ce, în opinia lui Bader, ar conduce la rezultate mult mai apropiate de realitate. În acest sens, Bader îşi dezvoltă teoria cu ajutorul softului – Musical Transient Modeling Software (MTMS), realizând astfel o serie de simulări (Fig. 3.16).

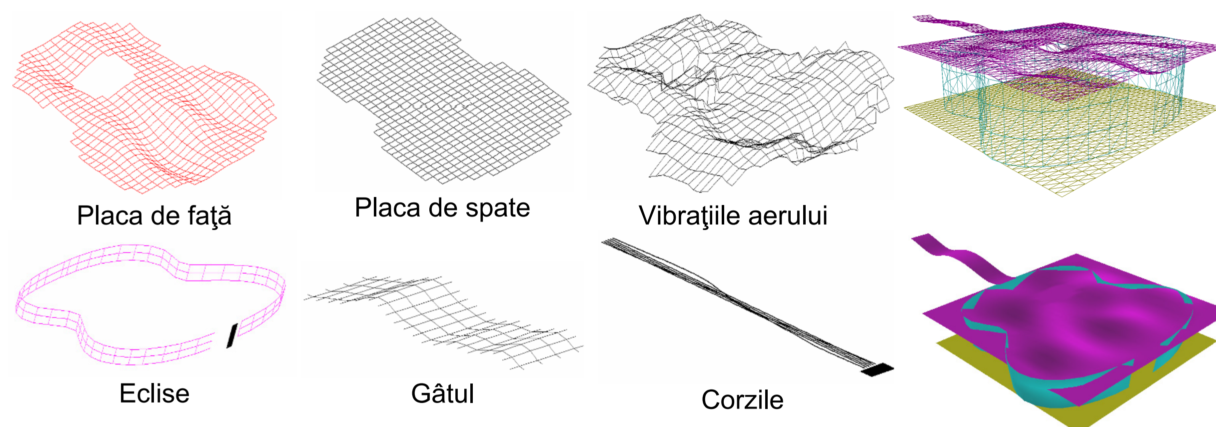


Fig.3.16. Secvenţe din timpul rulării programului MTMS (Bader, 2005)

Torres Torres, J., A., Boullosa, R. Ruiz (2006) au investigat o nouă metodă de determinare a modulului de elasticitate longitudinal al plăcilor de chitară prin metode experimentale, matematice şi numerice plecând de la determinarea frecvenţelor proprii şi de rezonanţă ale plăcilor.

Torres Torres, J., A. (2006) realizează analiza modală a feţei de chitară clasică de tipul celei din Fig. 3.17, utilizând softul ANSYS versiunea 5.5.1. Elementele finite utilizate pentru discretizarea plăcii au fost de tip tetraedru cu 10 noduri. În urma analizei modale, au rezultate formele vibratorii şi frecvenţele proprii ale plăcii pe care Torres le-a comparat cu cele obţinute de S.V. Shlychkov (2001).

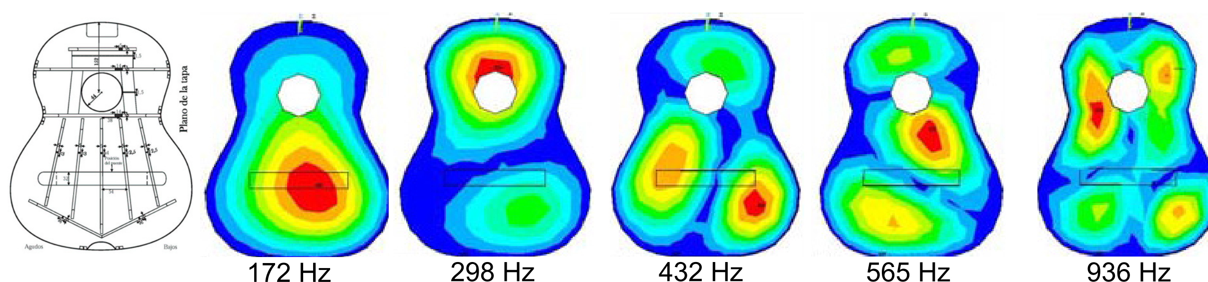


Fig. 3.17. Formele modale obţinute prin analiză numerică de Torres, 2006

Serghei Vladimirovici (2006) şi-a orientat studiile în teza de doctorat asupra analizei structurale a corpurilor de chitară produse în Rusia. Structurile studiate de Vladimirovici (2006) sunt prezentate în Fig. 3.18. Acesta a urmărit: analiza cu element finit a structurilor considerate, analiza factorilor care influenţează comportarea dinamică a corpului de chitară, încercări experimentale pentru determinarea caracteristicilor acustice ale structurilor de chitară considerate, prin varierea poziţiei punctului de aplicaţie al forţei şi direcţiei de excitare a structurii, varierea grosimii plăcii (Fig. 3.19).

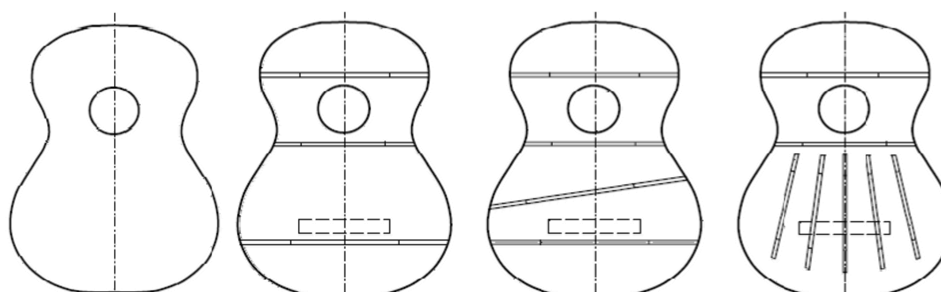


Fig. 3.18. Tipuri de sisteme de rigidizare ale feţelor de chitară studiate de Serghei Vladimirovici (2006)

În Tabelul 3.8 sunt prezentate rezultatele analizei numerice realizate de Vladimirovici (2006) pentru trei din variantele studiate. Creşterea grosimii plăcii de faţă cu 0,5 mm a dus la creşterea frecvenţelor cu 10...20%. , iar rigidizarea plăcii acustice cu bare de rezonanţă a dus de asemenea la o creştere a frecvenţelor cu 10...20 %.

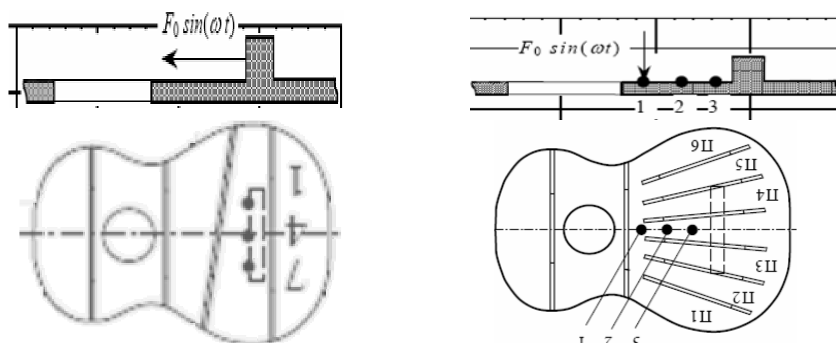


Fig. 3.19. Variante de poziţionare a forţei de excitaţie armonică pe placa de faţă, studiate de Vladimirovici (2006)

Tabelul 3.8.

Valorile frecvenţelor proprii obţinute prin modelare numerică de Vladimirovici (2006)

f_1	88	104	118
f_2	126	191	237
f_3	187	260	262
f_4	221	378	385
f_5	225	417	424
f_6	292	466	529
f_7	310	493	555
f_8	382	566	632
f_9	402	591	724
f_{10}	416	726	816

Inta Ra (2007) a studiat în cadrul tezei de doctorat chitara acustică (pentru corzi metalice), analizând teoretic şi experimental caracteristicile materialelor din componenţa părţilor constructive ale chitarei, transformările răspunsului dinamic ale structurilor analizate cu creşterea sau diminuarea masei şi rigidităţii lor. O atenţie deosebită a acordat-o formei şi calităţii materialelor din structura barelor de rezonanţă. Numeroasele sale investigaţii experimentale s-au realizat pe trei corpuri de chitară diferite din punct de vedere al lemnului de rezonanţă utilizat. Asemeni celorlalţi cercetători, Inta (2007) a constatat că cea mai mare influenţă asupra modurilor vibratorii o are existenţa cordarului pe faţa chitarei, fapt pentru care el propune ca şi cordarul să fie analizat ca o parte componentă a structurii, asemeni sistemului de bare. O altă observaţie a acestuia este legată de prezenţa gâtului de chitară, datorită căruia se formează un prim mod de vibraţie la frecvenţe joase (60 Hz) – identificat şi de alţi cercetători, ca fiind modul propriu de încovoiere al gâtului.

Finisajul – nitrocelulozic în cazul analizat de Inta – nu influenţează foarte mult răspunsul dinamic al chitarei, constatându-se doar o scădere mică a valorilor frecvenţelor proprii. Dimensiunile şi forma barelor de rezonanţă influenţează cu precădere comportarea dinamică a chitarei la frecvenţe mai mari de 650 Hz. Comportarea plăcilor ca structuri individuale diferă

esenţial de cea a plăcilor încorporate în cutia acustică a chitarei. Grosimea neuniformă a plăcii acustice prin reducerea acesteia în diferite zone constituie un parametru esenţial al calităţii acustice a chitarei.

Kaißer, Gregor, Richter, Jan, (2007) au studiat influenţa elementelor de rigidizare şi a proprietăţilor materialelor anizotrope asupra frecvenţelor proprii şi a formelor modale prin modelarea numerică a corpului de chitară clasică. În Fig. 3.20 sunt prezentate formele modale şi valorile frecvenţelor obţinute de Kaißer şi Richter (2007) pentru diferite rapoarte dintre modulul de elasticitate longitudinal în direcţie paralelă cu fibra şi în direcţie perpendiculară pe fibră ale molidului de rezonanţă. Analiza modală, pentru parametrii utilizaţi de autori, a arătat că, mărirea raportului dintre modulele de elasticitate duce la forme vibratorii mai puţin clare şi exacte, precum şi la o variaţie a valorilor frecvenţei proprii. Comparând formele modale cu cele din literatura de specialitate, Kaißer şi Richter (2007) au continuat investigaţiile teoretice utilizând ca raport optim cel de 8:1.

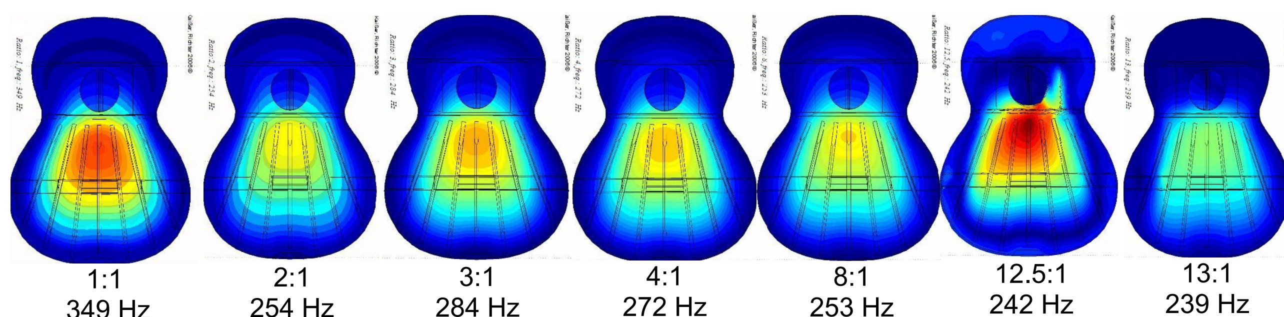
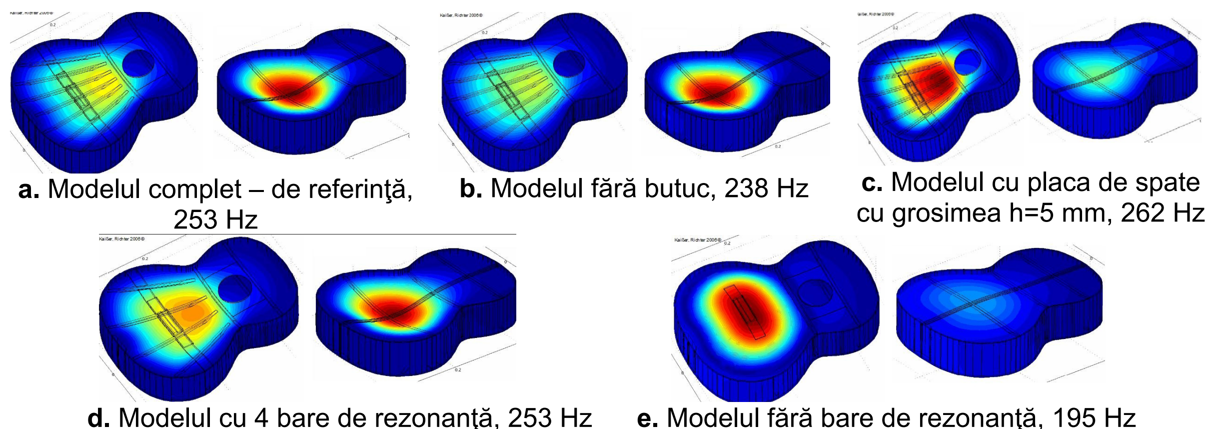


Fig. 3.20. Formele vibratorii ale primului mod de vibraţie obţinute pentru diferite rapoarte ale modulelor de elasticitate longitudinală ale plăcii de faţă Kaißer şi Richter (2007)

Astfel, aceştia au urmărit în a doua etapă a investigaţiilor, influenţa elementelor de rigidizare a plăcilor din componenţa cutiei acustice a chitarei asupra comportării dinamice a acesteia. Pentru aceasta, Kaißer şi Richter (2007) au modelat corpul de chitară în diferite variante (corpul complet prevăzut cu toate elementele interioare, corpul fără butuci, corpul fără bare de rezonanţă, cu bare de rezonanţă). În Fig. 3.21 sunt prezentate formele modale obţinute de Kaißer şi Richter (2007) în urma analizei modale pentru primul mod de vibraţie, în cazurile considerate.



a. Modelul complet – de referinţă, 253 Hz
b. Modelul fără butuc, 238 Hz
c. Modelul cu placa de spate cu grosimea h=5 mm, 262 Hz
d. Modelul cu 4 bare de rezonanţă, 253 Hz
e. Modelul fără bare de rezonanţă, 195 Hz

Fig. 3.21. Rezultatele analizei modale prin metode numerice obţinute de de Kaißer şi Richter (2007)

Concluziile la care au ajuns aceştia se rezumă la faptul că anizotropia materialul plăcii de faţă influenţează formele vibratorii şi valorile frecvenţelor proprii, sistemul de bare – ca număr şi poziţie – influenţează comportarea dinamică la frecvenţe înalte; la cele joase acestea nu duc la diferenţe considerabile ale frecvenţelor proprii şi ale formelor vibratorii, modelarea cu elemente finite oferă o imagine aproximativă faţă de realitate, fiind necesare investigaţii experimentale.

Sumi şi Ono (2008) au realizat modelări şi simulări privind posibilitatea utilizării materialelor compozite în construcţia chitarei folk. Investigaţiile acestora au presupus testarea a trei tipuri de chitare construite de acelaşi lutier, diferite prin designul sistemului de bare şi a materialului plăcii. Experimentul a constat în analiza răspunsului chitarelor la excitarea în zona cordarului cu ciocanul de impact. Semnalele prelucrate cu funcţia de transfer în frecvenţă au constituit date de referinţă şi comparaţie pentru modelarea cu elemente finite a unor structuri similare, dar din materiale compozite. Aceştia au ajuns la concluzia că utilizarea materialelor compozite duce la obţinerea unei structuri cu caracteristici asemănătoare celor din lemn de rezonanţă numai în condiţiile suplimentării numărului de bare şi poziţionării acestora în anumite moduri, aşa cum se poate observa în Fig. 3.22 B şi C.

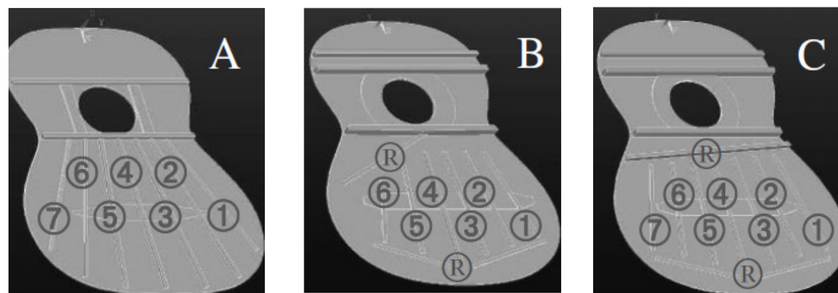


Fig. 3.22. Tipuri de structuri de plăci analizate de Sumi şi Ono, (2008)

Pe lângă cercetările ştiinţifice privind comportarea dinamică a chitarei – ca structură complexă, în prezent există preocupări mai mult de natură practic-intuitivă de optimizare a chitarei din punct de vedere constructiv, vizând diferite elemente constructive ale chitarei.

Astfel, Achim Peter Gropius (http://www.gropius.de/intro_en.html) propune optimizări ale cordarului ca formă, unghi corzi-înălţător, ca mod de prindere a corzilor, designul înălţătorului ş.a. aşa cum se observă în Figurile 3.23 şi 3. 24.

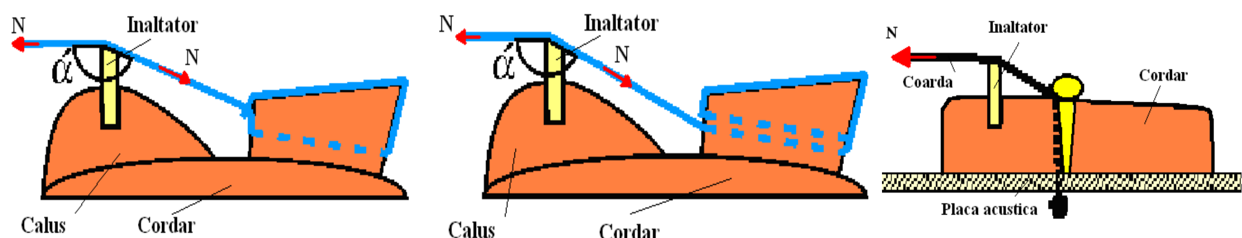


Fig. 3.23. Variante de cuplare corzi-cordar propuse de Gropius (http://www.gropius.de/intro_en.html)



Fig. 3.24. Variante constructive de fixare a corzilor pe cordar si înălțător (http://www.gropius.de/intro_en.html)

John Alden Robinson (http://maliposamusic.com/OptiGuitarBridg.htm) modifică forma cordarului în vederea reducerii tensiunilor dezvoltate între cordar şi placă datorită forţei de excitare şi tensionare a corzilor (Fig. 3.25).

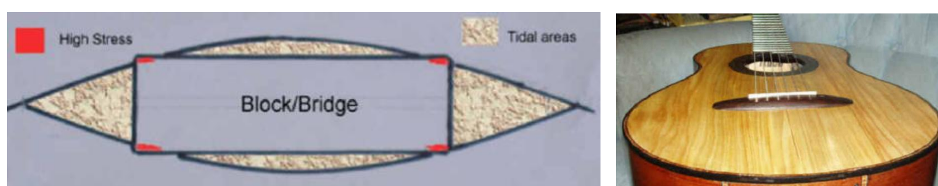


Fig. 3.25. Forma optimizată a cordarului propus de J. A. Robinson, (http://maliposamusic.com/OptiGuitarBridg.htm)

Alţi cercetători au vizat rigidizarea gâtului prin realizarea unei structuri ranforsate cu tije metalice de tensionare, fixe sau reglabile, din lemn de esenţă tare, oțel, fibre de carbon, fibre de sticlă, având ca scop diminuarea sau eliminarea defectelor de tipul celor din Figura 3.26. Gordis (http://www.ukuleles.com/Technology/neck.html) a realizat un studiu privind calculul de rezistenţă la încovoiere a gâtului de ukulele şi de chitară, determinând axa neutră a tensiunilor produse în secţiunea gâtului.

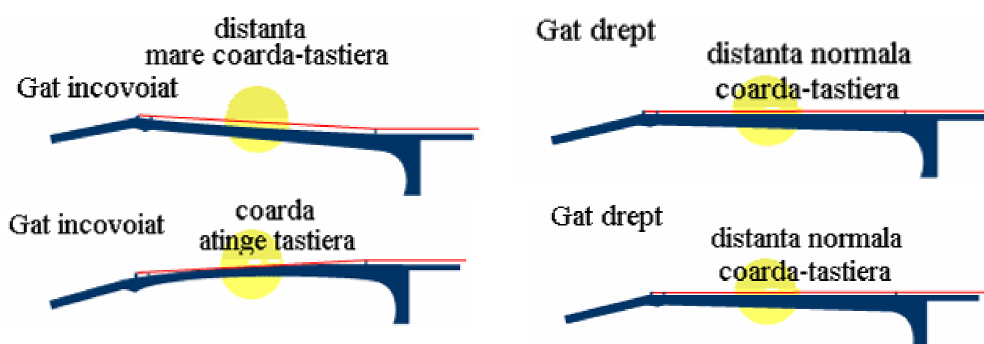


Fig. 3.26. Variante ale deformatelor structurii gâtului, după Gene Imbody (http://www.athensmusician.net/archive/2001-05-01_geneimbody1.shtml)

Aceste tije au diferite secţiuni și modalităţi de manipulare. Ele sunt realizate din materiale uşoare care nu modifică masa structurii. Acestea acţionează static astfel: poziţia tijelor în secţiunea transversală modifică poziţia axei neutre astfel încât echilibrează tensiunile de întindere şi compresiune (Fig. 3.27).

Din punct de vedere mecanic, majoritatea tijelor reglabile sunt tensionate prin printr-un sistem şurub-piuliţă (Fig. 3.28).

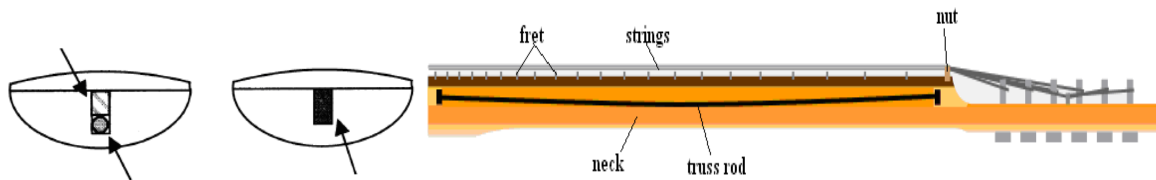


Fig. 3.27. Secţiunea transversală şi longitudinală a gâtului de chitară în zona ranforsată (http://en.wikipedia.org/wiki/Truss_rod, http://www.warmoth.com/guitar/necks)



Fig. 3.28. Tipuri de tije de ranforsare a gâtului (http://www.frets.com)

Referitor la optimizarea plăcilor acustice din structura cutiei de chitară, există o varietate de soluţii brevetate care îmbină elementele moderne cu cele tradiţionale. Modelele propuse de diferiţi lutieri păstrează cerinţele geometrice ale chitarei clasice aducând nou, fie materialul barelor de rigidizare (din fibră de carbon), fie modul de dispunere a barelor, numărul acestora, dimensiunile şi forma lor, grosimea mică a plăcii de faţă pe toată suprafaţa ei sau numai în anumite zone.

Prin utilizarea barelor din materiale cu rigiditate ridicată şi îmbinarea lor asemănătoare cu o ţesătură, lutierul Jim Redgate (Australia - http://www.redgateguitars.com/) propune valorificarea lemnului de rezonanţă din clasa 1A şi 2A de calitate, lemn moale, poros. Îmbinarea plăcii caracterizată prin elasticitate mare cu elemente de ranforsare caracterizate prin complianţe mici, conferă plăcii şi implicit cutiei de chitară un răspuns dinamic foarte bun în raport cu calitatea lemnului şi a costurilor de material. În acelaşi timp se obţine o chitară cu masă redusă, ceea ce este de dorit din raţionamente ergonomice. Modelul propus de Jim Redgate este prezentat în Fig. 3.29, a.



a. **b.**

Fig. 3.29. Variante optimizate de sisteme de ranforsare a plăcilor acustice (http://www.redgateguitars.com/)

Lutierul Fritz Mueller (Germania) (www.classsicalguitars.ca), inspirat de încercările predecesorilor săi Dammann şi Gernot Wagner, propune o inovaţie în utilizarea materialelor

plăcilor de chitară şi a structurii acestora, şi anume aşa numita "faţă dublă" – un compozit de tip sandwich format dintr-un strat subţire cu structură honey-comb aplicat pe interiorul plăcii acustice a chitarei, având atât rolul de rigidizare a plăcii cât şi menţinerea proprietăţilor de rezonanţă ale feţei. Astfel, Fritz Mueller stabileşte o nouă relaţie dintre masa şi rigiditatea plăcii pentru îmbunătăţirea calităţii acustice şi creşterii rezistenţei în timp (Fig.3.29, b).

Adrian Lucas (U. K.) (http://www.newmillguitar.com/newlucas.html) aduce un nou mod de dispunere a barelor așa cum se observă în Fig. 3.30. a, precum şi o geometrie aproximativ circulară a părţii superioare a cutiei. Aprecierile lutierilor referitoare la modelul propus de Lucas sunt pozitive, evaluând sunetele emise de această chitară ca fiind puternice şi melodioase. Modul de aşezare a celor 16 bare are ca efect rigidizarea plăcii acustice în centrul ei şi flexibilitate mare spre eclise. Această ranforsare asigură o inerţie suficient de mare în timpul vibraţiilor, o bună ancorare a cordarului de placă şi o rigidizare în lungul fibrelor.

Dean Harrington (SUA) **(**http://www.newmillguitar.com/newlucas.html) realizează un model mixt de bare din lemn şi fibră de carbon, îmbinând modul de dispunere tradiţional (cu 3 bare radiale) cu unul modern în genul celui propus de Redgate**.** Sistemul de bare produce ranforsarea zonei centrale, lăsând liberă suprafaţa de jur împrejurul ei, spre marginile plăcii (Fig. 3.30, b). Chitara obţinută prezintă un sunet puternic, acut şi colorat, aşa cum îşi doresc interpreţii.

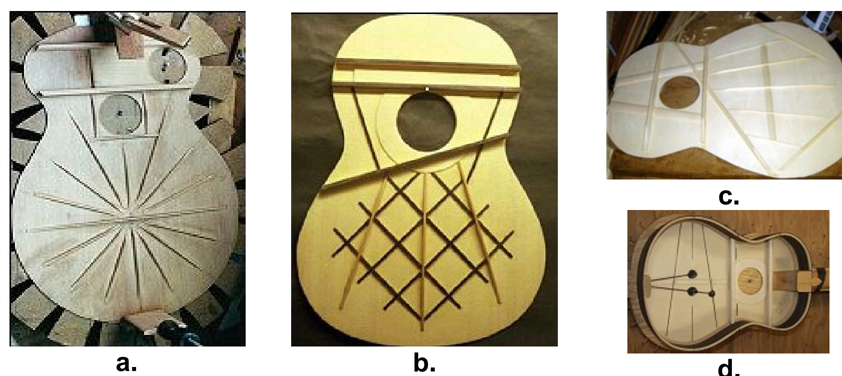


Fig. 3.30. Variante optimizate de sisteme de ranforsare a plăcilor acustice (Lucas, Harrington, Robinson) (http://www.newmillguitar.com/newlucas.html)

Paul Robinson (http://www.newmillguitar.com/newlucas.html) păstrează placa din molid, fără inserţii din alte materiale, dorind conservarea sunetelor date de lemnul pur, însă pentru creşterea rigidităţii plăcilor propune modelul de bare din fibre de carbon, ilustrat în Figura 3.30. d. Varietatea modurilor de ranforsare a feţelor de chitară este foarte mare, fiind prezentate doar câteva dintre cele mai semnificative. Cert este faptul că modelele optimizate trebuie să echilibreze nu doar cerinţele de ordin acustic, ci şi cele de ordin economic şi tehnologic.

În literatura românească, preocupări privind construcţia, structura şi tehnologia fabricării instrumentelor muzicale cu cutie sonoră din lemn, se înregistrează în perioada anilor 1960-1990, prin cercetători precum: Cotta (1983), Beldie (1965), Ghelmeziu (1961), Pescăruş, Vaida (1958) şi alţii. Studiile lor s-au îndreptat cu precădere spre vioară, şi mai puţin asupra chitarei, însă contribuţiile lor sunt deosebite prin faptul că atât metodele cât şi principiile de testare a plăcilor şi

corpului format din plăci al viorii poate fi adaptat pentru corpul de chitară. În cartea *Proiectarea şi tehnologia fabricării produselor industriale din lemn* elaborată de Cotta 1983, există un capitol dedicat instrumentelor muzicale, în care sunt prezentate metodele de testare şi determinarea a caracteristicilor acustice ale plăcilor vibrante şi ale cutiilor sonore din construcţia viorii, utilizate la acel moment.

3.3. Concluzii, comparaţii, probleme incomplet studiate

Din stadiul actual al cercetărilor, se constată că studiile experimentale şi teoretice în acest domeniu sunt numeroase şi vaste, cu precădere în literatura internaţională. Pe plan naţional se înregistrează doar câteva studii ştiinţifice referitoare la caracteristicile lemnului de rezonanţă utilizat în construcţia instrumentelor muzicale, cercetări concrete privind mecanica, dinamica şi acustica chitarelor fiind inexistente în literatura românească. Fiecare cercetător sau grup de cercetători a încercat să surprindă aspecte complexe, dar în condiţiile unor date de intrare foarte exacte.

Astfel, se observă că diversitatea studiilor realizate până în prezent rezidă fie în *varietatea obiectivelor şi tematicilor urmărite*, fie în *metodele teoretice şi experimentale de investigare* utilizate, fie a *ipotezelor şi a parametrilor luaţi* în calcul. Din punct de vedere tematic, se constată că majoritatea a studiat un anumit tip de chitară (clasică, acustică, electrică, folk, western) în evoluţia sa constructivă, fapt pentru care rezultatele obţinute nu pot fi generalizate pentru întreaga gamă de chitare; alţii au studiat corelaţia dintre fenomenele dinamice şi cele acustice care se dezvoltă în cazul chitarei; alte studii au urmărit determinarea acelor parametrii care sunt hotărâtori în comportarea dinamică şi acustică a chitarei, alte preocupări s-au canalizat spre stabilirea calităţii acustice a chitarei prin teste psiho-acustice cu subiecţi umani. Din punct de vedere al metodelor utilizate, se observă că acestea sunt atât în concordanţă cu evoluţia echipamentelor şi softurilor la momentul cercetărilor, fie în funcţie de posibilităţile financiare ale centrului de cercetare.

Cert este faptul că datorită complexităţii fenomenelor, a anizotropiei materialelor lignocelulozice, a procedeelor tehnologice de fabricaţie, a tipurilor de structuri care contribuie la formarea sunetului muzical al chitarei, există încă aspecte necercetate sau foarte puţin atinse în studiile realizate până în prezent.

Aspectele ştiinţifice neexplorate încă în studiul mecanicii, dinamicii şi acusticii chitarei clasice vizează pe de o parte cercetări de acelaşi nivel de generalitate orientate pe părţile componente ale chitarei, iar pe de altă parte vizează studii de profunzime şi fineţe orientate pe calitate materialelor, conexiunile interdisciplinare, fenomenele de tip cauză-efect.

Problemele incomplet studiate sau neabordate până în prezent se referă la:

- comportarea dinamică a plăcilor de chitară din specii diferite – experimental;
- comparaţii între formele vibratorii, ale plăcilor cu nervuraţii diferite;
- comparaţii între răspunsul dinamic al plăcilor cu sisteme de rigidizare diferite;

- modelarea numerică a plăcilor cu nervuraţii diferite;
- modelarea numerică a corpurilor de chitară cu diferite sisteme de rigidizare a feţei;
- determinarea frecvenţelor proprii şi a formelor modale prin metoda elementului finit a structurilor de chitară cu tipo-dimensiunile specifice româneşti;
- determinarea comportării dinamice a diferitelor tipuri de corpuri de chitară clasică produse în România, la fabrica de instrumente muzicale;
- analiza modală comparativă a formelor vibratorii ale plăcilor ca structuri individuale cu cele ale plăcilor încorporate în cutia acustică a chitarei;
- determinarea săgeţii şi a efortului de încovoiere ale gâtului de chitară în timpul solicitărilor ciclice;
- determinarea caracteristicilor acustice ale chitarelor în urma solicitărilor ciclice prin investigaţii specifice reologiei lemnului;
- simularea prin metode numerice a fenomenelor termice, acustice, statice şi dinamice dezvoltate în timpul utilizării chitarei;
- investigaţii ştiinţifice privind aplicarea unor sisteme de rigidizare noi ca materiale, formă, dimensiuni, structură;
- determinarea statistică a parametrilor acustici corelaţi cu speciile lemnoase utilizate în construcţia corpului de chitară;
- cercetări privind influenţa erorilor tehnologice asupra calităţii acustice a chitarelor;
- cercetări privind influenţa finisajului asupra acusticii instrumentului muzical;
- cercetări privind stările de tensiuni, deformaţii şi deplasări din structura chitarei, în etape diferite de utilizare (imediat după fabricare, după o perioadă de utilizare, după o perioadă de neutilizare);
- cercetări experimentale privind modificările proprietăţilor acustice ale lemnului şi corpului de chitară în urma unor solicitări constante şi de acelaşi tip ş.a.

4 TENDINŢE ACTUALE ÎN CERCETAREA ŞTIINŢIFICĂ A CHITAREI CLASICE

Prezenta lucrare abordează elemente de cercetare fundamentală din domeniul *Nanoştiinţe şi nanotehnologii, materiale şi noi procese de producţie*, sub-ariile tematice 4.2, 4.3 – *Materiale şi producţii noi, cu aplicaţii inter şi transdisciplinare,* investigând un domeniu extrem de sensibil şi complex referitor la *creşterea performanţelor acustice ale chitarei clasice prin modelarea, simularea şi optimizarea formei, structurii şi materialului în funcţie de caracteristicile acustice* pe care structurile din plăci trebuie să le deţină.

Domeniul studiat are aplicaţii interdisciplinare şi multidisciplinare, vizând aspecte din:

- *domeniul ingineriei mecanice* – prin studierea fenomenelor mecanice statice, cinematice, dinamice şi reologice ale structurilor din plăci supuse la solicitări ciclice;
- *domeniul termo-fizicii* – prin fenomenele aerodinamice care se dezvoltă în interiorul corpului de chitară;
- *domeniul industrializării lemnului* – materialele de bază fiind lemnul şi compozitele lignocelulozice (placaj, lemn stratificat densificat, MDF, plăci tip sandwich) care prin proprietăţile lor contribuie la formarea timbrului şi tonalităţii instrumentului muzical. Un aspect important în cadrul acestor cercetări este faptul că obiectul studiului – chitarele clasice – sunt produse finite româneşti realizate în serie la fabrica de instrumente muzicale S.C. Hora S.A. România, cu materie primă - lemn de rezonanţă şi specii indigene;
- *domeniul acusticii muzicale* – prin conexiunea dintre acustica structurilor studiate şi acustica sălilor de concerte sau a spaţiilor izolate fonic;
- *domeniul psiho-acustic* – prin implicaţiile pe care subiectul uman (chitaristul şi auditoriul) îl au asupra calităţii acustice şi estetice ale chitarei.

În această carte sunt abordate teoretic şi experimental cercetări privind creşterea performanţelor acustice ale chitarei clasice de producţie românească, urmărindu-se aspecte precum :

1. Evoluţia structurii şi caracteristicilor acustice, mecanice şi elastice ale chitarei;
2. Analiza critică a stadiului actual al cercetărilor având ca obiect de investigaţie chitara;
3. Modelarea analitică a structurilor din plăci compozite lignocelulozice supuse la solicitări ciclice;

4. Modelarea şi simularea prin metode numerice a comportării mecanice şi dinamice a plăcilor şi structurilor din plăci lignocelulozice compozite cu caracteristici fizice, mecanice şi elastice diferite, utilizate în componenţa chitarei clasice;
5. Cercetări experimentale privind comportarea dinamică a structurilor din plăci lignocelulozice compozite din construcţia chitarei clasice. Studiul influenţei diferiţilor factori asupra caracteristicilor acustice ale chitarei prin:
   a. Determinarea experimentală a comportării dinamice a plăcilor de chitară la vibraţii forţate;
   b. Analiza răspunsului dinamic al plăcilor de chitară ca structuri individuale;
   c. Determinarea comportării dinamice a corpurilor de chitară;
   d. Optimizarea formei şi structurii pe baza condiţiilor de calitate acustică impuse în construcţia chitarelor clasice;

Fiecare obiectiv general a fost atins prin intermediul unor obiective specifice cercetării realizate, acestea fiind prezentate în capitolele aferente.



5 MODELAREA ANALITICĂ ŞI NUMERICĂ A STRUCTURILOR DIN PLĂCI DIN COMPONENŢA CHITAREI CLASICE

Capitolul 5 prezintă cercetările teoretice privind modelarea plăcilor şi structurilor din plăci din construcţia chitarei clasice. Având ca bază de pornire teoria mecanicii şi dinamicii plăcilor, a vibraţiilor mecanice precum şi modelele analitice ale plăcilor şi corpurilor de chitară elaborate de teoreticienii din domeniu (Christensen şi Vistisen, 1980, 1984, Rossing, 1988), investigaţiile au urmărit o serie de obiective specifice cum ar fi: stabilirea tipurilor de materiale și variantelor geometrice şi structurale ale plăcilor de chitară din materiale compozite lignocelulozice, identificarea tipurilor de solicitări statice, ciclice şi dinamice, modelarea prin metode analitice a structurilor din plăci la solicitări statice şi dinamice, analiza dinamică prin metode numerice a corpurilor de chitară şi compararea rezultatelor cu cele din literatura de specialitate, identificarea factorilor ce influenţează răspunsul dinamic al chitarei.

Acest studiu se împarte în două componente de cercetare: pe de o parte analiza critică asupra modelelor teoretice ale chitarei (pe elemente componente) existente în literatura de specialitate, iar pe de altă parte o componentă proprie, cu elemente originale, de modelare analitică şi numerică a diferitelor structuri vizate în studiu.

5.1. Modelarea analitică a plăcilor din componenţa corpului de chitară

5.1.1. Consideraţii generale privind structurile geometrice din componenţa chitarei şi tipurile de solicitări

Fiind o structură complexă, modelarea chitarei necesită identificarea părţilor componente din punct de vedere al modelului geometric reprezentat de acestea, a sistemului de sarcini care acţionează asupra lor, precum şi a legăturilor mecanice dintre structuri şi mediul ambiant. Astfel, în componenţa chitarei se găsesc aproximativ toate tipurile de modele geometrice identificate de rezistenţa materialelor, şi anume: fire – reprezentate prin sistemul de corzi, plăci – reprezentate de plăcile din componenţa corpului acustic, bara – reprezentată de gâtul chitarei, corpuri masive – reprezentate de diferite elemente cum sunt: cordarul, butucii şi tocul de chitară (Fig. 5.1.). Dintre toate tipurile de modele geometrice, obiectul investigaţiilor teoretice şi experimentale îl constituie structurile din plăci cu grade de complexitate diferită, cu sisteme de rigidizare variate.

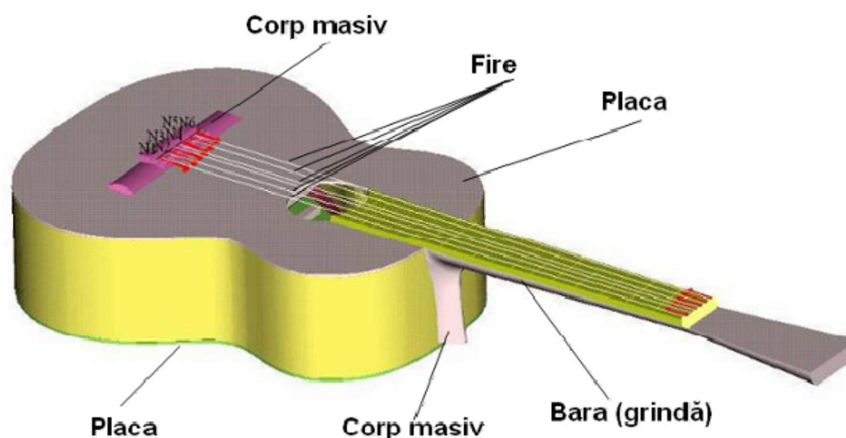


Fig. 5.1. Modele geometrice din componenţa chitarei

După natura lor, sarcinile care acţionează asupra structurii chitarei sunt *forţele active* provenite din greutatea proprie a structurii, din corzile tensionate, din variaţia ciclică a forţelor armonice ale corzilor în timpul cântatului ş.a.) şi cele din *legături* - rezultate din legăturile dintre elementele componente ale chitarei şi din legăturile mecanice dintre chitară şi chitarist. Din punct de vedere al variaţiei spaţiale, sarcinile sunt *repartizate*, iar după modul de acţionare, structura este solicitată de *forţe statice* date de tensiunile din corzile acordate şi *forţe dinamice periodice armonice* produse de vibraţiile corzilor în timpul cântatului.

Din punct de vedere mecanic, chitara poate fi redusă la o structură formată dintr-o *bară în consolă* reprezentată de gâtul chitarei, încastrată în structura cutiei sonore; aceasta din urmă poate fi considerată o *structură de tip „vas cu pereţi subţiri”*. Sistemul de corzi prin intermediul căruia se exercită tensiuni asupra celor două componente este un sistem de fire simple şi complexe.

Tensiunea corzilor produce *încovoierea şi torsiunea gâtului, a plăcii de faţă şi a cutiei sonore* a instrumentului. Acest lucru se datorează următorilor factori:

- modul de dispunere a corzilor pe cordar;
- grosimile şi materialele diferite ale celor şase corzi;
- tensiunile statice specifice fiecărei corzi;
- tensiunile variabile dezvoltate în corzi prin schimbarea lungimii de coardă vibrantă prin apăsarea corzii pe tastieră în timpul cântatului;
- forţele de excitaţie a corzilor care supun structura la solicitări ciclice periodice.

Tensiunea din corzi variază în funcţie de materialul şi diametrul corzilor. Corzile sunt tensionate pentru producerea celor şase tonuri cu frecvenţele cunoscute (Fig.5.2.): N_6 – 82,4 Hz (notată în muzică Mi - E2), N_5 – 110 Hz (notată în muzică La - A_2), N_4 – 146,83 Hz (notată în muzică Re - D_3), N_3 – 196 Hz (notată în muzică Sol - G_3), N_2 – 246,9 Hz (notată în muzică Si - B_3) N_1 – 329,2 Hz (notată în muzică Mi - E_4).

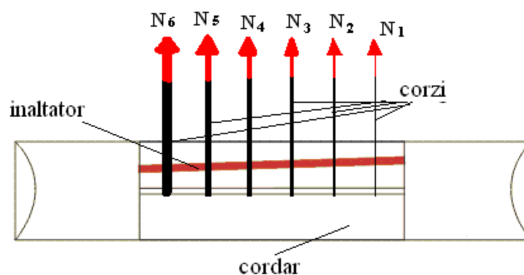


Fig. 5.2. Distribuţia diferită a eforturilor axiale din corzi

Pentru obţinerea sunetelor muzicale corespunzătoare notelor muzicale, gâtul chitarei este împărţit prin elemente metalice în 12 segmente variabile ca lungime şi lăţime, numite gradaţii. Acestea pe de o parte permit orientarea cântăreţului pentru producerea corectă a sunetelor muzicale, iar pe de altă parte au rolul de a obţine lungimile de coardă corespunzătoare armonicelor sunetului fundamental. Doar în situaţii deosebite, chitarele prezintă mai mult de 24 gradaţii pe tastiera; celor 24 de gradaţii corespund 24 semitonuri respectiv două octave, astfel încât gama frecvenţelor fundamentale variază între 80-1320 Hz.

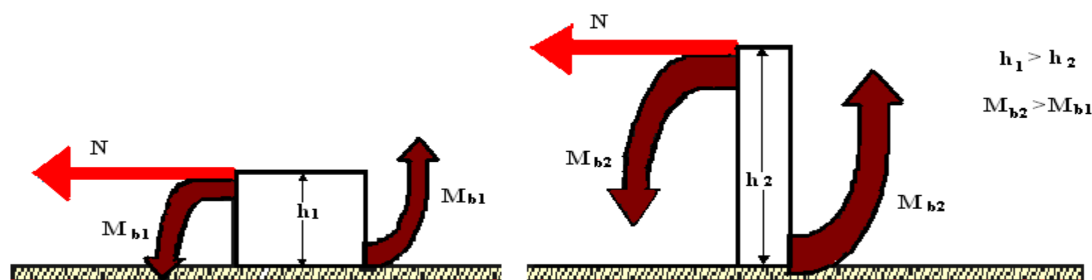


Fig. 5.3. Tensiunea axiala din corzi și momentul încovoietor generat în cordar și placa sonoră

Corzile se calculează din punct de vedere static numai la tracţiune. Datorită rezemării pe cordar, forţele din coardă generează încovoierea plăcii de faţă, a corpului şi a gâtului de chitară. În funcţie de soluţiile constructive ale cordarului, respectiv distanţa de la coardă la placă (h_1 sau h_2), momentele de încovoiere şi torsiune sunt mai mari sau mai mici (Fig. 5.3.).

5.1.2. Solicitarea statică a structurii chitarei

Ţinând cont de structura şi dimensiunile reale ale chitarei (Fig. 5.4.), s-a elaborat structura modelului teoretic al chitarei pentru solicitări statice conform Fig. 5.5, considerându-se următoarele ipoteze simplificatoare: cutia sonoră este modelată ca un cadru închis static nedeterminat; gâtul este o bară în consolă rigidizată de cadru şi cadrul închis prezintă tronsoane cu module de rigiditate diferite.

S-au identificat tronsoanele principale ale structurii analizate, pentru fiecare determinându-se modulele de rigiditate la încovoiere $E_k I_k$ (E_k - modulul de elasticitate, I_k – momentul de inerţie al secţiunii faţă de axa neutră, iar $E_k I_k = R_{ik}$, R_{ik} – *modulul de rigiditate a structurii k*) în funcţie de specia lemnoasă utilizată şi de dimensiunile structurilor considerate.

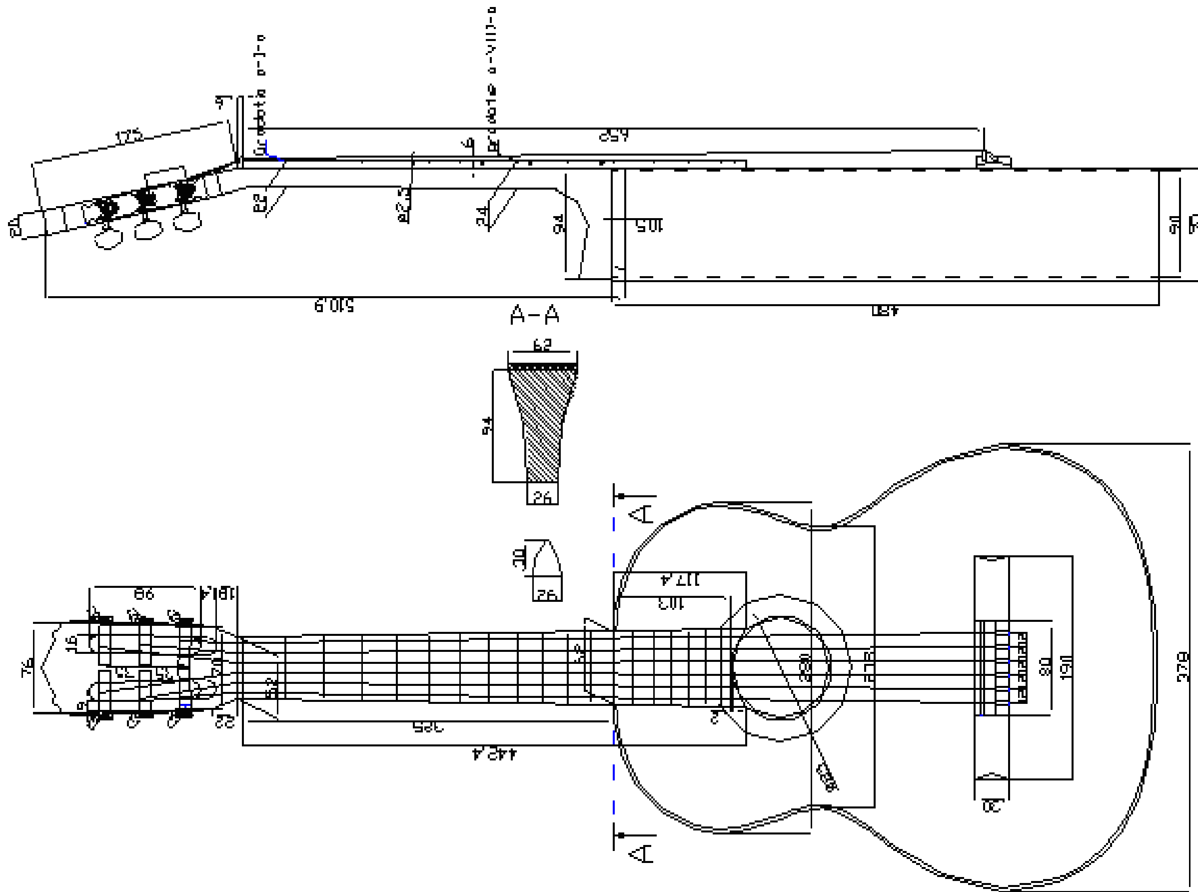


Fig. 5.4. Chitara clasica 4/4 – model fabrica Reghin

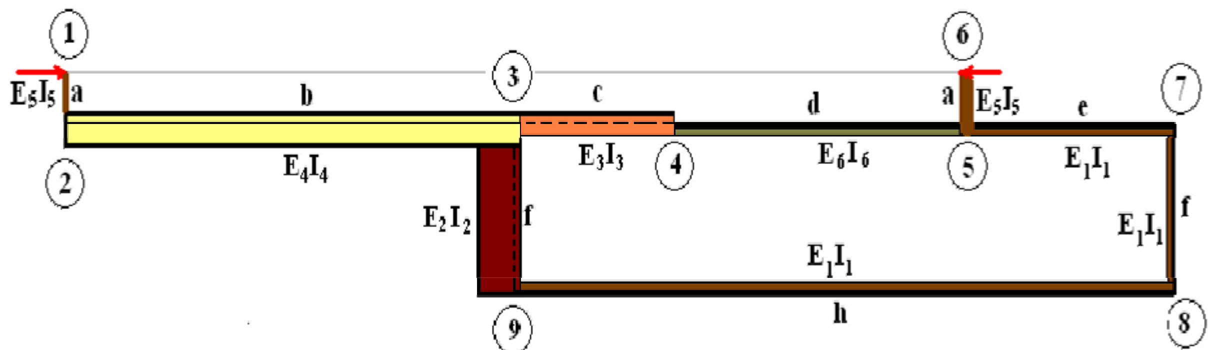


Fig. 5.5. Schematizarea geometrica a chitarei (Curtu,Stanciu ş.a., 2007 –[C20])

S-au calculat modulele de rigiditate, respectiv rigiditatea şi poziţia axei neutre pentru fiecare tronson considerat (Curtu, 1999). În Tabelul 5.1. sunt prezentate cele 6 tronsoane identificate, forma secţiunii, natura materialului, valorile lui E_kI_k şi variaţia tensiunii normale. Acestea au fost calculate pe baza dimensiunilor reale ale elementelor componente şi cunoscând proprietăţile materialele din care sunt realizate.

Tabelul 5.1.

Caracteristicile tronsoanelor din structura chitarei

Nr. Tronson	**Secțiunea**	**Poziția axei neutre** ***e[mm]***	**Rigiditatea** R_{ik} ***[Nmm²]***
1		e=1,25 mm	$R_{i1}=403*10^4$
2		e=43,83 mm	$R_{i2}=6318746,34*10^4$
3		e=6,12 mm	$R_{i3}=6989,22*10^4$
4		e=12,89...13,25 B_1=102 mm B_3= 8 mm H_1= 6 mm H_2= 18 mm H_3= 8 mm	$R_{i4}=14057,275E_1+16416,32E_2+1238,44E_3$ 4.1- salcâm sau abanos; 4.2-fag, paltin sau mesteacăn; 4.3-salcam, fibră de sticlă, fibră de carbon sau oțel;
5		e=3 mm	$R_{i5}=1404*10^4$
6		e=1,25 mm	$R_{i6}=403*10^4$

Plecând de la ipotezele considerate, s-a modelat analitic o variantă geometrică de bază, după care s-au obţinut seturi de modele prin varierea caracteristicilor de material (module de elasticitate, module de rigiditate, rigiditate). Sistemul static nedeterminat (Fig. 5.6.) este solicitat de forţele de tensionare a corzilor cu valori cuprinse în intervalul F=46...76 N şi care produc momentul de încovoiere $M_0=F*a$ (în care a – reprezintă înălţimea cordarului şi a prăguşului, variind între 1...10 mm). Pentru ridicarea nedeterminării, s-a stabilit sistemul de bază (Fig. 5.7. a) şi sistemul

static echivalent (Fig. 5.7.b), apoi s-au trasat diagramele corespunzătoare metodei forţelor (M_i, m_{i1}, m_{i2}, m_{i3}) (Fig. 5.7. c, d şi e) (Curtu, Stanciu, ş.a., 2007 – [C20], Stanciu, 2009 [S25]).

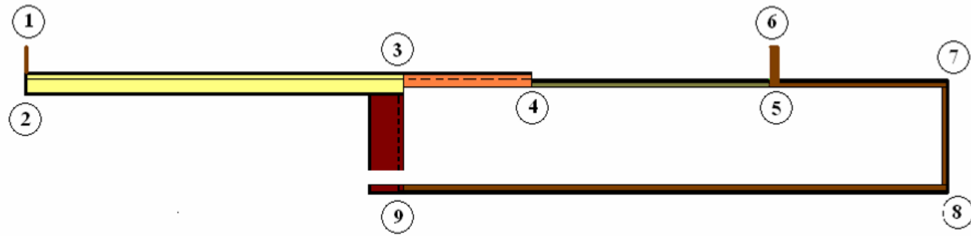


Fig. 5.6. Sistemul de bază

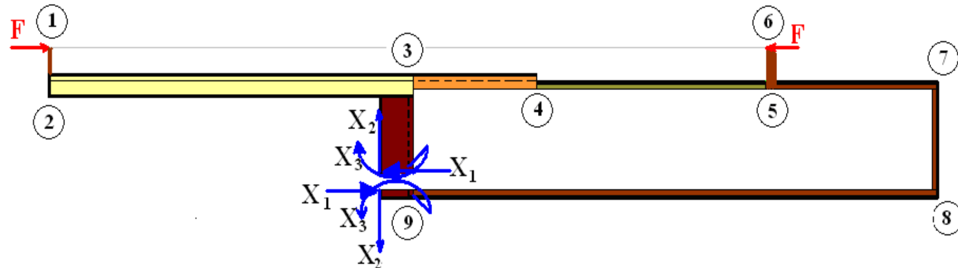


Fig. 5.7. a. Sistemul static echivalent

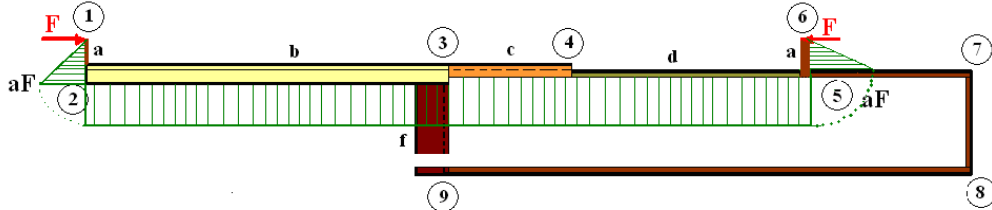


Fig. 5.7. b. Diagramele de momente M_i

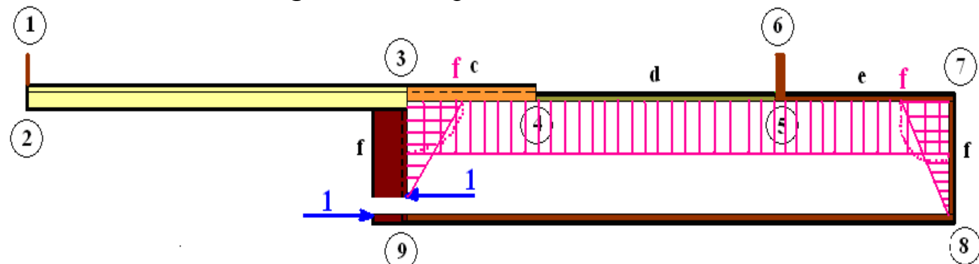


Fig. 5.7. c. Diagrama de momente m_{i1}

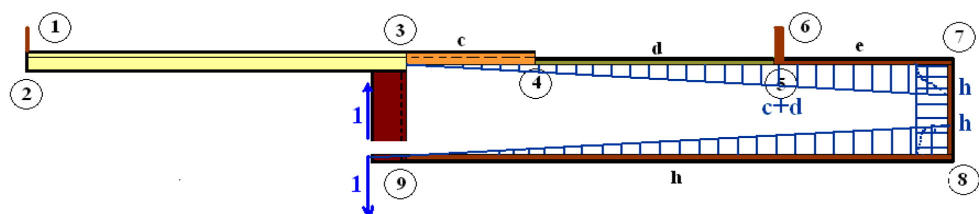


Fig. 5.7. d. Diagrama de momente m_{i2}

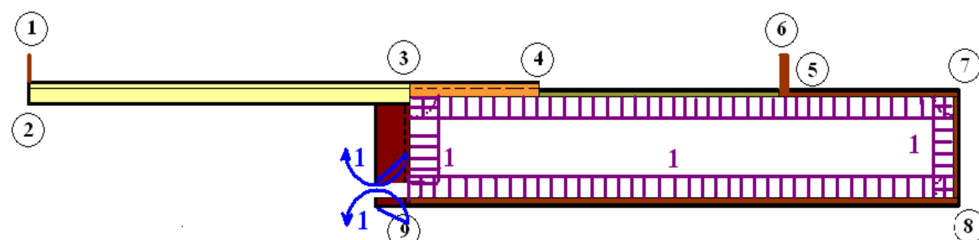


Fig. 5.7. e. Diagrama de momente m_{i3}

Ecuaţiile canonice ale metodei forţelor sunt:

$$\begin{aligned}\delta_{11}X_1+\delta_{12}X_2+\delta_{13}X_3+\Delta_{1F}=0\\ \delta_{21}X_1+\delta_{22}X_2+\delta_{23}X_3+\Delta_{2F}=0\ ;\\ \delta_{31}X_1+\delta_{32}X_2+\delta_{33}X_3+\Delta_{3F}=0\end{aligned} \qquad (5.1)$$

unde $\delta_{11,}\delta_{22,}\delta_{33}$ şi $\delta_{12}=\delta_{21}$, $\delta_{13}=\delta_{31}$, $\delta_{23}=\delta_{32}$, precum şi $\Delta_{1F,}\Delta_{2F,}\Delta_{3F}$ sunt coeficienţii de influenţă.

Cu *metoda Vereşceaghin* (Curtu, 1999) s-au calculat coeficienţii de influenţă, respectiv:

$$\delta_{11}=\frac{1}{R_2}\left[\frac{1}{2}f*f*\frac{2}{3}f\right]+c*f^2*\frac{1}{R_3}+\frac{1}{R_6}*d*f^2+\frac{1}{R_1}*f*e; \qquad (5.2)$$

Înlocuind valoric, rezultă:

$$\delta_{11}=\frac{1}{R_1}*95^2*237+\frac{1}{R_2}*\frac{95^3}{3}+\frac{1}{R_3}*118*95^2+\frac{1}{R_6}*125*95^2$$

$$\delta_{11}=\frac{1}{R_1}*2.139*10^6+\frac{1}{R_2}*0.286*10^6+\frac{1}{R_3}*1.065*10^6+\frac{1}{R_6}*1.128*10^6 \qquad (5.3)$$

$$\delta_{22}=\frac{1}{R_1}\left[\frac{1}{2}h*h*\frac{2}{3}h+h^2*f\right]+\frac{1}{2}c*c*\frac{2}{3}*c*\frac{1}{R_3}+\frac{1}{R_6}\left[c*d*\frac{2c+d}{2}+\frac{1}{2}d^2(c+\frac{2}{3}d)\right]+$$
$$+\frac{1}{R_1}\left[(c+d)*e*\frac{1}{2}(c+d+h)+\frac{1}{2}e(h-c-d)(c+d+\frac{2}{3}(h-c-d))\right]$$

$$\delta_{22}=\frac{1}{R_1}*100.436*10^6+\frac{1}{R_3}*0.548*10^6+\frac{1}{R_6}*4.236*10^6 \qquad (5.4)$$

$$\delta_{33}=\frac{1}{R_2}1^2*f+\frac{1}{R_3}*1^2*c+\frac{1}{R_6}*1^2*d+\frac{1}{R_6}(e*1^2+1^2*f+1^2*h)$$

$$\delta_{33}=\frac{1}{R_2}*0.000095*10^6+\frac{1}{R_3}*0.000118*10^6+\frac{1}{R_6}*0.000125*10^6+\frac{1}{R_1}*0.000812*10^6$$

(5.5)

$$\delta_{12}=\delta_{21}=\frac{1}{R_1}\left[\frac{1}{2}*f*f*h+f*e*\frac{1}{2}(c+d+h)\right]+\frac{1}{R_6}*d*f*\frac{1}{2}(c+c+d)+\frac{1}{R_3}*\frac{1}{2}*c*f*\frac{1}{2}*c$$

$$\delta_{12}=\delta_{21}=\frac{1}{R_1}*10.237*10^6+\frac{1}{R_6}*2.144*10^6+\frac{1}{R_3}*0.331*10^6 \qquad (5.6)$$

$$\delta_{13}=\delta_{31}=\frac{1}{R_2}*f*1*\frac{f}{2}+\frac{1}{R_3}*1*c*f+\frac{1}{R_6}*1*d*f+\frac{1}{R_1}\left(1*e*f+1*f*\frac{f}{2}\right)$$

$$\delta_{13}=\delta_{31}=0.004512*10^6*\frac{1}{R_2}+\frac{1}{R_3}*0.01121*10^6+\frac{1}{R_6}*0.011875*10^6+\frac{1}{R_1}*0.027027*10^6$$

(5.7)

$$\delta_{23}=\delta_{32}=\frac{1}{R_1}\left[1*h*\frac{h}{2}+f*1*h+e*1*\frac{1}{2}(c+d+h)\right]+\frac{1}{R_6}*d*\frac{1}{2}(2*c+d)+\frac{1}{R_3}*1*c*\frac{c}{2}$$

$$\delta_{23}=\delta_{32}=\frac{1}{R_1}*0.246475*10^6+\frac{1}{R_6}*0.015187*10^6+\frac{1}{R_3}*0.006962*10^6 \qquad (5.8)$$

$\Delta_{1F}=\frac{1}{R_3}*c*a*F*f+\frac{1}{R_6}*d*a*F*f$, unde *a=5 mm*

$$\Delta_{1F}=\frac{1}{R_3}*0.05605*F*10^6+\frac{1}{R_6}*0.059375*F*10^6 \qquad (5.9)$$

$$\Delta_{2F}=\frac{1}{R_3}*c*a*F*\frac{c}{2}+\frac{1}{R_6}*d*a*F*\frac{1}{2}(2*c+d)$$

$$\Delta_{2F}=\frac{1}{R_3}*0.03481*10^6*F+\frac{1}{R_6}*0.000113*F*10^6 \qquad (5.10)$$

$$\Delta_{3F}=\frac{1}{R_3}*a*F*c*1+\frac{1}{R_6}*a*F*d*1$$

$$\Delta_{3F}=\frac{1}{R_3}*0.00059*F*10^6+\frac{1}{R_6}*0.000625*F*10^6 \qquad (5.11)$$

Făcând înlocuirile pentru $\delta_{11,}\delta_{22,}\delta_{33}$ şi $\delta_{12}=\delta_{21}$, $\delta_{13}=\delta_{31}$, $\delta_{23}=\delta_{32}$, $\Delta_{1F,}\Delta_{2F,}\Delta_{3F}$, $R_{1....6}$, în sistemul (5.1.), rezultă în final sistemul (5.12):

$$\begin{aligned}&52186.33X_1+194420.92X_2+620.078X_3+981.6F=0\\&194420.92X_1+1641647.672X_2+4108.883X_3+30.218F=0;\\&620.078X_1+4108.883X_2+2.0666X_3+10.33273F=0\end{aligned} \qquad (5.12)$$

Sistemul (5.12) a fost rezolvat folosind programul MathCad, determinându-se astfel valorile necunoscutelor X_1, X_2, X_3 şi modul de variaţie a acestora în raport cu rigiditatea R_{ik} aşa cum se observă în Fig. 5.8, 5.9 şi 5.10 (Curtu, Stanciu ş.a., 2008 –[C22]).

Cu creşterea rigidităţii gâtului scad eforturile din structura cutiei (Fig. 5.8, 5.9 şi 5.10). S-au considerat diferite valori ale momentului de încovoiere *(M_0=F*a)* produs de forţele din corzi (F=46...76 N) şi înălţimea cordarului şi a prăguşului (a=1...10 mm).

Influenţa modulului de rigiditate al gâtului şi corpului de chitară asupra calităţii acustice a instrumentului

Se apreciază că performanţele acustice ale chitarei clasice sunt mai bune cu creşterea raportului dintre rigidităţile gâtului şi ale cutiei sonore, aspect explicat de precizia muzicală a sunetelor obţinute în cazul lungimilor de coardă corespunzătoare.

În cazul încovoierii gâtului datorită rigidităţii sale reduse sau a modificărilor structurale ale lemnului, fie apar distorsiuni în obţinerea lungimilor de coardă, fie cresc eforturile din corzi ca

urmare a distanţării corzilor de tastieră, obţinându-se în final sunete false şi dificultate în manevrarea chitarei.

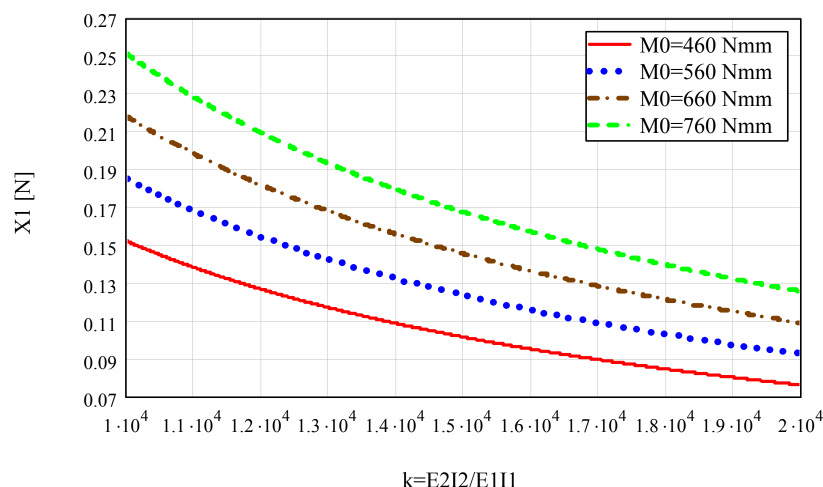


Fig. 5.8. Variaţia forţei X_1 în raport cu creşterea raportului rigidităţilor, pentru diferite valori ale forţelor din corzi

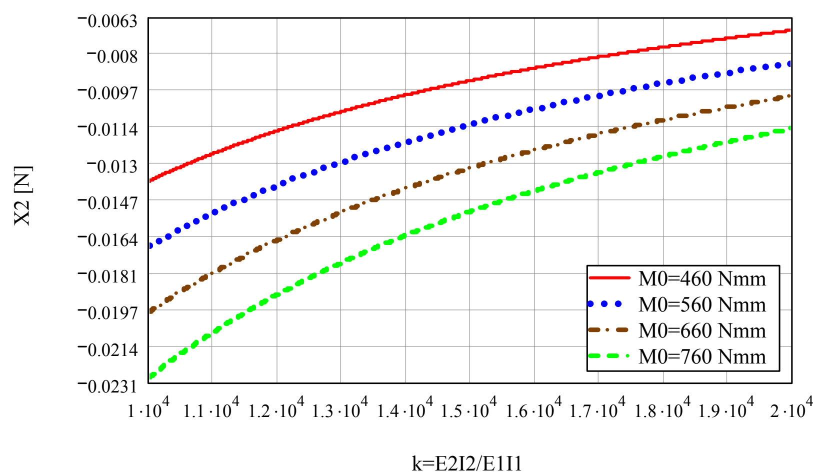


Fig. 5.9. Variaţia forţei X_2 în raport cu creşterea raportului rigidităţilor, pentru diferite valori ale forţelor din corzi

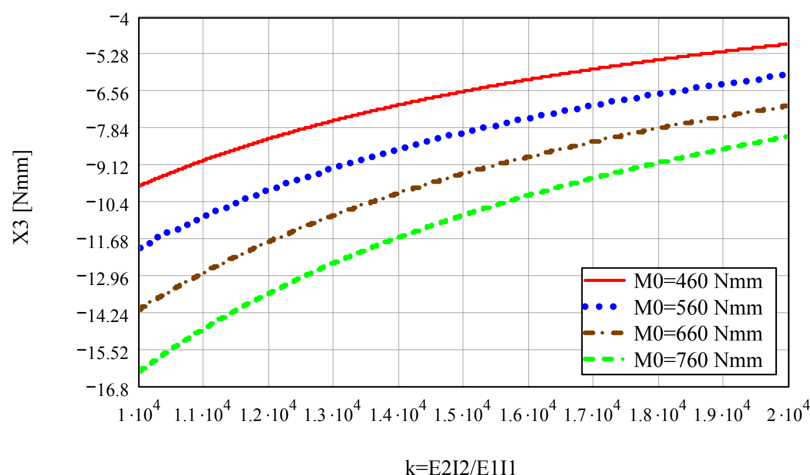


Fig. 5.10. Variaţia forţei X_3 în raport cu creşterea raportului rigidităţilor, pentru diferite valori ale forţelor din corzi

Influența materialului din structura gâtului de chitară asupra calității instrumentului

S-au modelat matematic structuri ale gâtului din diferite materiale şi combinații de materiale: lemn de salcâm, paltin, fag simplu sau armat cu fibre de sticlă şi fibră de carbon, oțel (*Cerbu şi Curtu, 2007)*. Cu creşterea valorii modulelor de elasticitate a elementelor componente din structura gâtului chitarei, creşte şi rigiditatea acestuia *(R_{i4})* ceea ce asigură o rezistență şi rigiditate mai bună a gâtului sub acțiunea solicitărilor produse de forțele statice şi dinamice din corzi (Fig. 5.11).

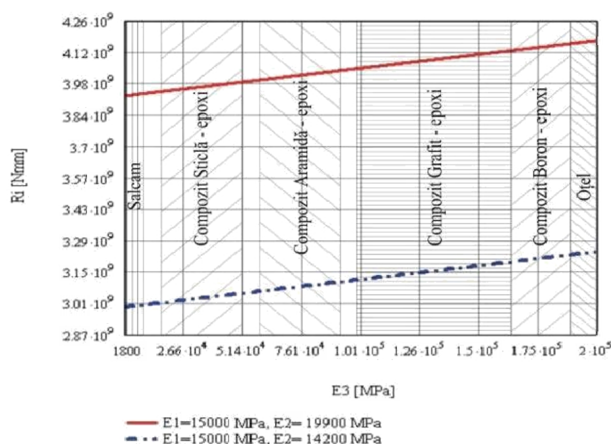


Fig. 5.11. Variația rigidității gâtului în raport cu caracteristicile elastice ale materialelor utilizate

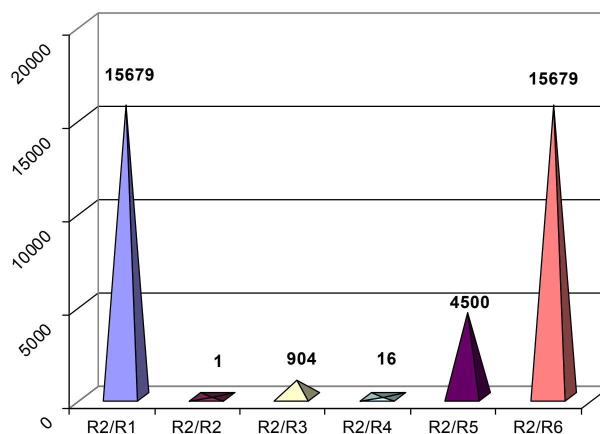


Fig. 5.12. Variația rapoartelor rigidităților pentru diferite componente ale chitarei

Rigiditatea cutiei şi implicit natura materialului utilizat influențează direct mărimea eforturilor statice din aceasta şi ca atare şi comportarea structurii cutiei la solicitări ciclice. Analizând rapoartele dintre modulul de rigiditate al gâtului şi cel al tronsoanelor considerate ($R_{i2}/R_{i1,2,3,4,5,6}$) se constată o variație mare între rigiditățile elementelor componente, ceea ce influențează atât calitatea acustică a instrumentului cât şi viabilitatea acestuia în timpul utilizării (Fig. 5.12).

5.1.3. Aspecte analitice privind solicitările ciclice şi dinamice ale plăcilor de chitară

În literatura de specialitate, teoriile privind vibrațiile plăcilor sunt numeroase şi profund studiate, cu precădere în ceea ce priveşte plăcile cu geometrie rectangulară şi circulară, din materiale izotrope şi ortotrope. Studii matematice privind statica şi dinamica plăcilor de chitară sunt mai reduse, datorită geometriei complexe a acestora, fapt pentru care majoritatea cercetătorilor au apelat la utilizarea softurilor de modelare numerică

Pentru modelarea analitică a plăcilor de chitară, acestea au fost simplificate din punct de vedere geometric la o placă dreptunghiulară, în două variante dimensionale: o placă dreptunghiulară echivalentă ce înscrie forma reală a feței de chitară şi cea care circumscrie fața de chitară (Fig. 5.11)

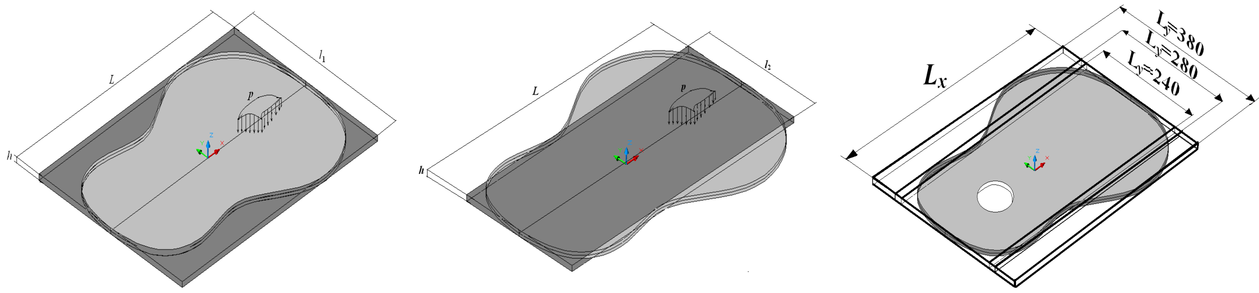


Fig.5.11. Variante de simplificare a plăcii de chitară

Pentru modelarea analitică a plăcilor din structura chitarelor, s-a considerat placa de grosime constantă *h*, aflată sub acţiunea unei sarcini *p* uniform distribuite care acţionează perpendicular pe planul median (Fig.5.13) (*Ciofoaia, 2000)*. Ipotezele simplificatoare introduse în calculul plăcii sunt:

1. Domeniul V este definit astfel (Ciofoaia, 2000):

$$V = \left\{ (x, y, z) \in R^3 / z \in \left[\frac{-h}{2}, \frac{h}{2} \right], (x, y) \in A \subset R^2 \right\}, \tag{5.13}$$

unde h este grosimea plăcii, A-aria plăcii;

2. O dreaptă normală la suprafaţa mediană a plăcii înainte de deformare, rămâne normală la suprafaţa mediană şi după deformare (ipoteza Love-Kirchoff), rezultând că deformaţiile unghiulare sunt:

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = 0,\ \gamma_{zy} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} = 0; \tag{5.14.a}$$

sau
$$\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial w}{\partial x};\ \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial w}{\partial y}. \tag{5.14.b}$$

3. Grosimea plăcii nu se modifică după deformare, respectiv:

$$\varepsilon_z = 0 \text{ si } w = w(x, y) = w(x, y, 0), \tag{5.15}$$

adică punctele de pe normala la planul median au aceleaşi deplasări în direcţia transversală a plăcii.

4. Se consideră nule presiunile reciproce dintre straturile plăcii paralele cu planul median, astfel că fiecare strat se află în starea plană de tensiune (Fig. 5.14), respectiv tensorul tensiunii şi ecuaţiile fizice vor fi aceleaşi ca la starea plană de tensiune:

$$[T_\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix}; \tag{5.16}$$

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \dfrac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y) \\ \varepsilon_y = \dfrac{1}{E}(\sigma_y - \nu\sigma_x)\,; \\ \gamma_{xy} = \dfrac{2(1+\nu)}{E} \end{cases} \tag{5.17.a}$$

$$\begin{cases} \sigma_x = \dfrac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_x + \nu\sigma_y) \\ \sigma_y = \dfrac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_y + \nu\sigma_x)\,. \\ \tau_{xy} = \dfrac{2(1+\nu)}{E}\gamma_{xy} \end{cases} \tag{5.17.b}$$

Săgeata maximă din încovoiere *w* este mult mai mică decât grosimea plăcii ($\frac{w}{h} << 1$).

Dacă deplasările longitudinale ale tuturor punctelor din planul median sunt neglijate, ipoteza conduce la:

$$u\big|_{z=0} = v\big|_{z=0} = 0\,; \tag{5.18}$$

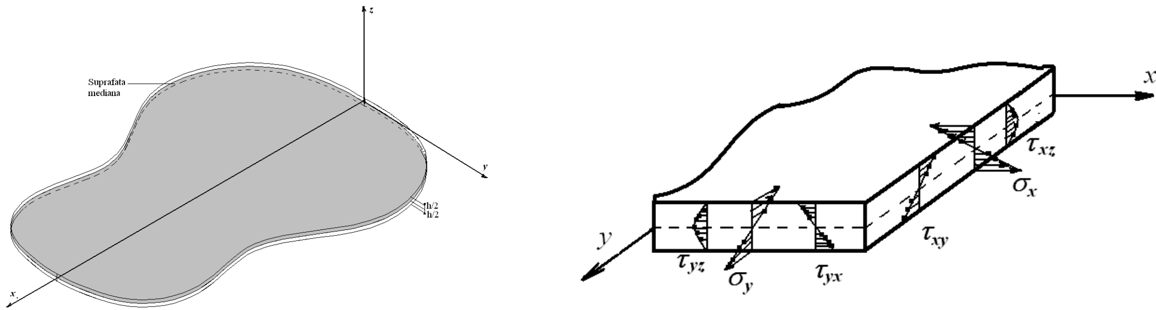


Fig. 5.14. Distribuţia tensiunilor pe grosimea plăcii

Deplasările punctelor se obţin prin integrarea ecuaţiilor (5.14.b) în raport cu axa *z*, considerând un punct oarecare de pe normala la suprafaţa mediană situat la distanţa *z*, având deplasările *u, v* şi *w*. Astfel se obţine (Ciofoaia, 2000):

$$u = -z\frac{\partial w}{\partial x} + f_1(x,y) \text{ şi } v = -z\frac{\partial w}{\partial y} + f_2(x,y)\,, \tag{5.18}$$

unde f_1 şi f_2 sunt funcţii arbitrare.

Întrucât la *z*=0 trebuie îndeplinite condiţiile (8), rezultă $f_1(x,y)=0$ *şi* $f_2(x,y)=0$. Prin urmare, un punct al plăcii va avea următoarele componente ale deplasării:

$$u(x,y,z) = -z\frac{\partial w}{\partial x}, \quad v(x,y,z) = -z\frac{\partial w}{\partial y}, \quad w = w(x,y)\,. \tag{5.19}$$

Deformaţia într-un punct va avea următoarele componente exprimate în raport cu deplasarea transversală *w*:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = -z\frac{\partial^2 w}{\partial x^2},$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = -z\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}, \tag{5.20}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = -2z\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}.$$

Tensiunile vor avea următoarele expresii, în raport cu deplasarea transversală *w*:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\upsilon^2}(\varepsilon_x + \upsilon\varepsilon_y) = -\frac{zE}{1-\upsilon^2}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \upsilon\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right);$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\upsilon^2}(\varepsilon_y + \upsilon\varepsilon_x) = -\frac{zE}{1-\upsilon^2}\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \upsilon\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right); \tag{5.21}$$

$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy} = \frac{E}{2(1+\upsilon)}\gamma_{xy} = -z\frac{E}{1+\upsilon}\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}.$$

5.1.3.1. Vibraţiile libere ale plăcilor dreptunghiulare

Fie placa dreptunghiulară cu lungimea *L,* lăţimea l_1 şi grosimea *h* conform Fig. 5.13 şi masa specifică ρ. Aceasta se află în vibraţie transversală de încovoiere. În baza ipotezelor lui Kirchhoff: secţiunile normale pe suprafaţa mediană a plăcii rămân normale şi după deformaţie; grosimea plăcii h (omogenă) este constantă şi mult mai mică decât celelalte două dimensiuni; placa suferă numai deformaţii de încovoiere care sunt mult mai mici decât h, şi aplicând principiul lui $d'\ Alembert$ sau o altă metodă energetică, se ajunge la ecuaţia (Alămoreanu, 2005, Buzdugan, 1979) :

$$\Delta\Delta W(x,y,t) + \frac{\rho h}{D}\frac{\partial^2 W(x,y,t)}{\partial t^2} = \frac{p(x,y,t)}{D}, \tag{5.22}$$

unde:

$W(x,y,t)$ reprezintă deplasarea instantanee normală pe suprafaţa mediană a plăcii în dreptul elementului de volum considerat;

$D = \dfrac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ - modulul de rigiditate cilindrică sau modulul de rigiditate la încovoiere a plăcii;

$p(x,y,t)$- sarcina distribuită care acţionează perpendicular pe suprafaţa mediană a plăcii;

$\Delta = \dfrac{\partial^2}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2}{\partial y^2}$ - operatorul Laplace.

Pentru $p(x,y,t) = 0$, din relaţia (5.22) rezultă *ecuaţia diferenţială a vibraţiilor libere transversale ale plăcii:*

$$\frac{\partial^4 W(x,y,t)}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 W(x,y,t)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W(x,y,t)}{\partial y^4} = -\rho \frac{h}{D}\frac{\partial^2 W(x,y,t)}{\partial t^2} \ . \tag{5.23}$$

Integrarea ecuaţiei (5.23) poate fi efectuată prin metoda Fourier-Bernoulli, soluţia căutată fiind de forma:

$$W(x,y,t) = W(x,y)\cdot W(t). \tag{5.24}$$

Înlocuind (5.24) în (5.23) rezultă:

$$\frac{D}{\rho h}\frac{1}{W(x,y)}\left[\frac{d^4 W(x,y)}{dx^4} + 2\frac{d^4 W(x,y)}{dx^2 dy^2} + \frac{d^4 W(x,y)}{dy^4}\right] = -\frac{1}{W(t)}\frac{d^2 W_t(t)}{dt^2} = \omega_{n_{kl}}^2 , \tag{5.25}$$

unde $\omega_{n_{kl}}$ este o constantă arbitrară.

Din (5.25) se obţin două ecuaţii diferenţiale ordinare:

$$\begin{cases} \dfrac{d^2 W_t(t)}{dt^2} + \omega_{n_{kl}}^2 W_t(t) = 0 \\ \dfrac{d^4 W(x,y)}{dx^4} + 2\dfrac{d^4 W(x,y)}{dx^2 dy^2} + \dfrac{d^4 W(x,y)}{dy^4} = \omega_{n_{kl}}^2 \dfrac{\rho h}{d} W(x,y) \end{cases} . \tag{5.26}$$

Soluţia primei ecuaţii din (5.26) este de forma:

$$W_t(t) = A_{kl}^{(t)} \cos\left(\omega_{n_{kl}} t - \varphi_{kl}\right), \tag{5.27}$$

unde $A_{kl}^{(t)}$ şi φ_{kl} sunt constante de integrare.

În cazul celei de a doua ecuaţii din (5.26) soluţia trebuie să satisfacă *condiţiile de contur* ale plăcii care pot fi:

- pentru o *latură liberă* (de ecuaţie $x = x_0$), momentul încovoietor paralel cu latura M_y şi forţa tăietoare T_{zx} sunt nule, adică:

$$\left.\left(\frac{\partial^2 W(x,y)}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 W(x,y)}{\partial y^2}\right)\right|_{x=x_0} = 0, \tag{5.28}$$

$$\left.\left(\frac{\partial^3 W(x,y)}{\partial x^3} + \frac{\partial^3 W(x,y)}{\partial x \partial^2 y}\right)\right|_{x=x_0} = 0;$$

- pentru *o latură* $(x = x_0)$ *simplu rezemată*, săgeata şi momentul încovoietor paralel cu latura sunt nule, adică:

$$W(x,y)\big|_{x=x_0} = 0$$

$$\left.\left(\frac{\partial^2 W(x,y)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 W(x,y)}{\partial y^2}\right)\right|_{x=x_0} = 0 ; \tag{5.29}$$

- pentru *o latură* $(x = x_0)$ *încastrată*, săgeata şi rotirea într-un plan perpendicular pe latură sunt nule, adică:

$$W(x,y)\Big|_{x=x_0} = 0$$
$$\left.\frac{\partial W(x,y)}{\partial x}\right|_{x=x_0} = 0 \,. \tag{5.30}$$

Problema găsirii soluţiilor celei de a doua ecuaţii din (5.26) se complică atunci când conturul nu este dreptunghiular sau circular şi când rezemarea este discontinuă, aşa cum este şi cazul plăcilor de chitară – din punct de vedere al formei geometrice.

În cazul particular al plăcii simplu rezemate pe contur, condiţiile de contur (5.28) conduc la:

$$\begin{cases} W(x,y)\Big|_{\substack{x=0\\x=a}} = 0, & \left.\left(\dfrac{\partial^2 W(x,y)}{\partial x^2} + \nu\dfrac{\partial^2 W(x,y)}{\partial y^2}\right)\right|_{\substack{x=0\\x=a}} = 0 \\ W(x,y)\Big|_{\substack{y=0\\y=b}} = 0, & \left.\left(\dfrac{\partial^2 W(x,y)}{\partial y^2} + \nu\dfrac{\partial^2 W(x,y)}{\partial x^2}\right)\right|_{\substack{y=0\\y=b}} = 0 \end{cases}. \tag{5.31}$$

Se poate arăta că funcţia $W(x,y)$ care verifică condiţiile de contur (5.31), se exprimă printr-o relaţie de forma:

$$W(x,y) = A_{kl}^{(x,y)} \sin\frac{m\pi}{L}x \sin\frac{\pi n}{l_1}y, (m,n = 1,2,....) \tag{5.32}$$

Condiţia ca soluţia (5.32) să verifice cea de a doua ecuaţie din (5.26), după simplificări, conduce la obţinerea pulsaţiei proprii corespunzătoare modului propriu „*mn*” de vibraţie:

$$\omega_{n_{kl}} = \pi^2\left(\frac{m^2}{L^2} + \frac{n^2}{l_1^{\,2}}\right)\sqrt{\frac{D}{\rho h}}, (m,n = 1,2,....). \tag{5.33}$$

Conform relaţiei (5.33) placa dreptunghiulară considerată are o dublă infinitate de pulsaţii proprii, fiecăreia dintre ele corespunzându-i un mod propriu de vibraţie.

În Fig. 5.15 sunt prezentate formele proprii de vibraţie ale plăcii rezemate pe contur, corespunzătoare pulsaţiilor proprii: $\omega_{n_{11}}, \omega_{n_{12}}$ şi $\omega_{n_{21}}$.

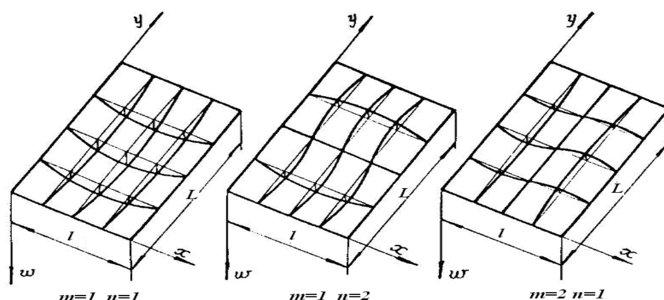


Fig.5.15. Moduri proprii de vibraţie ale plăcii dreptunghiulare rezemate pe contur

Pentru fiecare din pulsaţiile $\omega_{n_{kl}}$ $(m,n = 1,2,...)$ relaţiile (20), (21)şi (22) dau:

$$W_{mn}(x,y,t) = \phi_{mn}(x,y)\cos(\omega_{n_{mn}} t - \varphi_{mn})\ (m,n = 1,2,...), \tag{5.34}$$

unde:

$$\phi_{mn}(x, y) = A_{mn}^{(t)} \cdot A_{mn}^{(x,y)} \sin\frac{\pi m}{L} x \sin\frac{\pi n}{l_1} y, \qquad (5.35)$$

poartă numele de *funcţie proprie asociată pulsaţiei proprii* $\omega_{n_{mn}}$.

Ecuaţia diferenţială (5.23) fiind liniară, soluţia sa generală este:

$$W(x, y, t) = \sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty} \phi_{mn}(x, y)\cos\left(\omega_{n_{mn}} t - \varphi_{mn}\right). \qquad (5.36)$$

Constantele produse $A_{mn}^{t} \cdot A_{mn}^{(x,y)}$ şi φ_{mn} se determină în funcţie de condiţiile iniţiale (t=0) ale mişcării.

Pentru plăcile pătrate încastrate pe contur, frecvenţa fundamentală având modul (0,0) se mai poate determina şi cu relaţia (5.37) (Rossing şi Fletcher, 2004):

$$f_{00} = 1.654 c_L h / L^2 , \qquad (5.37)$$

unde:

$c_L = \sqrt{\dfrac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$ reprezintă viteza de propagare longitudinală (*Rossing şi Fletcher, 2004).*

Comparând modurile de vibraţie ale plăcilor pătrate liber rezemate cu cele ale plăcilor fixate pe contur (Fig. 5.16):, se constată că:

- modul (1,1) al plăcii încastrate are frecvenţa de aproximativ 10 ori mai mare decât cel al plăcii rezemate;

- modurile nedegenerative se formează când *m/n*= *±2, 4, 6,...*

- în cazul modului (2,0)-(0,2) si (2,0)+(0,2), diferenţa este de aproximativ 0,5%, iar diametrul pentru placa liberă este mai mare decât cel al plăcii încastrate.

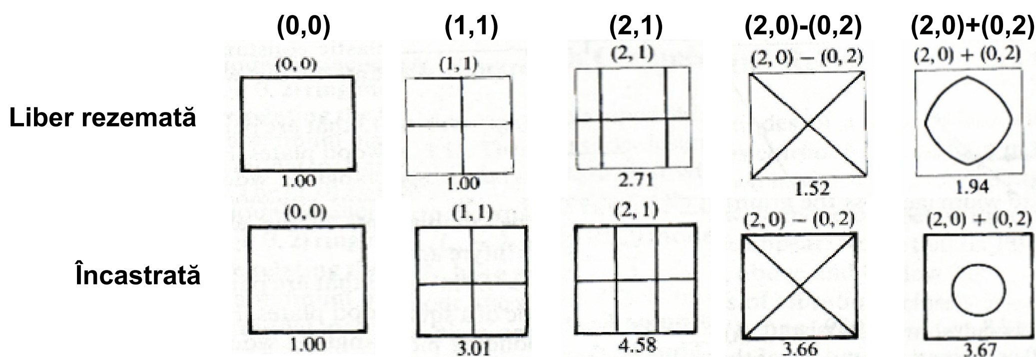


Fig. 5.16. Comparaţii între modurile de vibraţii ale plăcii pătrate rezemate şi a celei încastrate pe contur (Rossing, 2004)

Fiind un material ortotrop, lemnul are proprietăţi mecanice diferite pe cele trei direcţii principale: longitudinală (L), radială (R) şi tangenţială (T). Astfel, lemnul se caracterizează prin 3 module de elasticitate longitudinală (E), 3 module de elasticitate transversală (G) şi 3 coeficienţi Poisson (υ). Plăcile din structura chitarei sunt debitate pe sferturi, în direcţie radială sau

semiradială, astfel încât axele longitudinală şi radială formează planul plăcii, iar axa tangenţială reprezintă grosimea. De aceea, constantele care prezintă interes în investigaţiile teoretice şi experimentale sunt E_L, E_R, υ_{LR}, $\upsilon_{RL} = \upsilon_{LR} E_R/E_L$.

Pentru a determina modurile de vibraţie ale plăcilor din lemn este necesară cunoaşterea celor patru caracteristici elastice identificate astfel: $E_x=E_L$, $E_y=E_R$, $G=G_{LR}$, $\upsilon_{xy} = \upsilon_{LR}$, $\upsilon_{yx}= \upsilon_{RL.}$, mărimi care au fost studiate şi determinate prin metode moderne de Bucur (2006).

Ştiind că $E_L>E_R$, formele modurilor de vibraţii pentru plăcile pătrate din lemn nu se identifică cu cele ale plăcilor izotrope (Rossing și Fletcher, 2004). Totuşi, o corespondenţă între modurile de vibraţie ale plăcilor pătrate izotrope şi modurile de vibraţie ale plăcilor rectangulare din lemn apar la un anumit raport lungime-lăţime, respectiv (Rossing şi Fletcher, 2004):

$$\frac{L}{l_1} = \left(\frac{E_L}{E_R}\right)^{1/4} . \tag{5.38}$$

Astfel, pentru lemnul de sitka, ştiindu-se $E_l/E_R=12.8$, $\upsilon_{LR}=0.37$, $\upsilon_{RL}=0.029$ (Wood Handbook, 1974), combinaţia modurilor de vibraţie ((2,0)±(0,2)) din Fig. 5.17 poate fi identificată în placa rectangulară din lemn având raportul L/l_1=1.9.

Caldersmith şi Rossing (1983, 2004) au determinat formele vibratorii ale modurilor de vibraţie pentru placa rectangulară din lemn de sitka (Fig. 5.17).

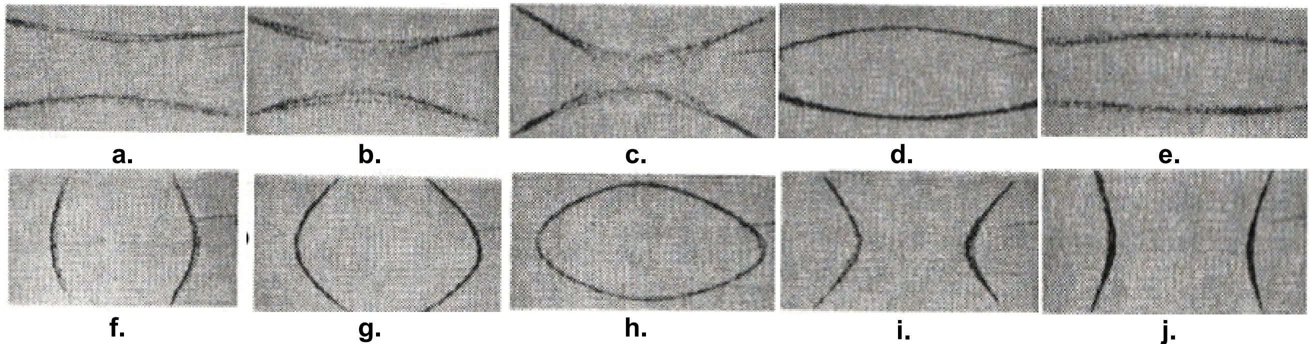


Fig. 5.17. Formele modale ale plăcii rectangulare din lemn, încastrată pe contur modul (2,0) a,b,c,d,e şi modul (0,2) f, g, h, i, j (Caldersmith, 1983)

5.1.3.2. Determinarea frecvenţelor proprii ale plăcilor de chitară prin metoda analitică

Pentru determinarea analitică a plăcilor lignocelulozice din structura corpului de chitară, s-a calculat frecvenţa vibraţiilor pentru materiale anizotrope ortotrope cum este lemnul, pe baza ipotezelor lui Kirchhoff şi aplicând principiul lui D'Alembert în relaţia (5.38) (Rossing şi Fletcher (2004).

$$f_{mn} = 0.453h\left[c_x\left(\frac{m+1}{L_x}\right)^2 + c_y\left(\frac{n+1}{L_y}\right)^2\right] \tag{5.38}$$

unde:

$c_x = \sqrt{\dfrac{E_x}{\rho(1-\nu_{xy}\nu_{yx})}}$ *m/s* - reprezintă viteza de propagare a sunetului în materialul anizotrop în direcția longitudinală *x;* (5.39.a)

$c_y = \sqrt{\dfrac{E_y}{\rho(1-\nu_{xy}\nu_{yx})}}$ *m/s* - viteza de propagare a sunetului în materialul anizotrop pe direcţia transversală *y*. (5.39.b)

S-au luat în calcul modurile proprii pentru *mn*=(0,0); (0,1); (1,0); (1,1); (1,2); (2,1); (2,2).

Datele de intrare referitoare la caracteristicile geometrice şi cele de material se bazează pe ipotezele simplificatoare utilizate, respectiv reducerea plăcii de chitara cu o geometrie nedefinibila la o placa dreptunghiulara în variantele din Fig. 5.13, cu lungimea L_x (L_x = 480 mm), lăţimea variabilă L_y (L_y=240; 260; 280;....380 mm), grosimea *h* (*h*=1,5; 2; 2,5; 3 mm). Pentru materialul plăcii de chitară – compozit lignocelulozic, s-au considerat următoarele caracteristici preluate din literatura de specialitate (Bucur 2006, Curtu 1981,1984).

- densitatea *ρ* (*ρ*=350; 400; 450; 500 kg/m^3),
- modulul de elasticitate longitudinală în direcţia longitudinală E_x (E_x=10000; 12000; 14000 MPa),
- modulul de elasticitate longitudinal în direcţie radială E_y (E_y=5000; 7000; 9000 MPa),
- coeficienţii lui Poisson ν_{xy}=0,44, ν_{yx}=0,028.

Influenţa densităţii asupra vitezei de propagare a sunetelor în lemn

Introducând datele de intrare în relaţiile 5.39.a şi 5.39.b, s-a constatat că pentru acelaşi modul de elasticitate, viteza de propagare a sunetului în lemn scade cu creşterea densităţii.

Influenţa modulului de elasticitate asupra vitezei de propagare a sunetelor în lemn

Vitezele cresc proporţional cu creşterea modulului de elasticitate (Fig. 5.18 a şi b). La un raport E_x/E_y=2, raportul vitezelor este c_x/c_y=1,43.

Influenţa dimensiunilor geometrice ale plăcilor de chitară asupra frecvenţelor proprii

Pentru determinarea frecvenţelor proprii ale plăcilor, s-au considerat valorile c_x=5543 m/s, rezultată din varianta E=14000 MPa şi ρ=450 kg/m^3, şi c_y=4445 m/s, dedusă din varianta E=9000 MPa şi ρ=450 kg/m^3. Variind lăţimea plăcii în intervalele precizate anterior, s-a constatat că *frecvenţa proprie a plăcii scade cu creşterea lăţimii, indiferent de numărul modului de vibraţie*. Cu *creşterea grosimii plăcii*, *frecvenţele cresc proporţional* cu aceasta (Fig. 5.19 a, b, c ţi d) (Stanciu, 2008 [S19]).

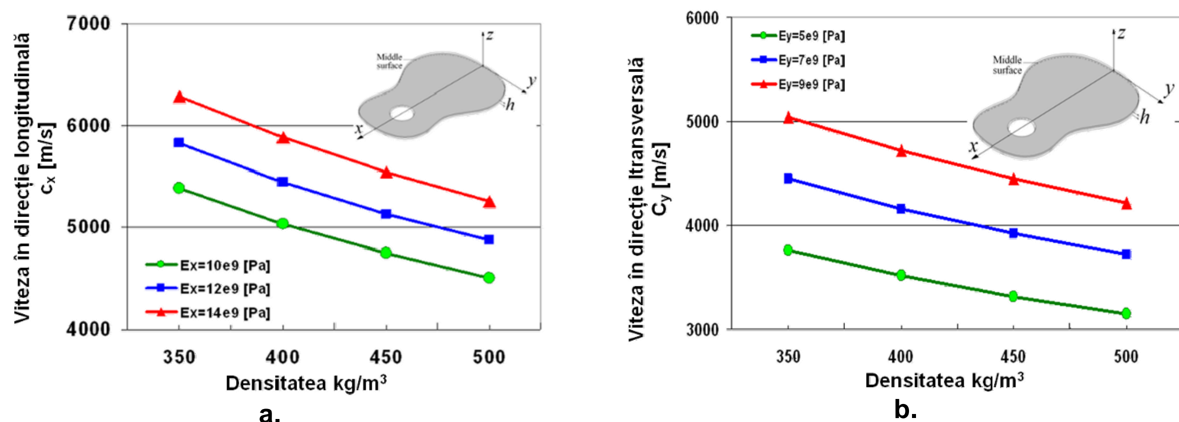


Fig. 5.18. Variaţia vitezei de propagare a sunetului: a) în direcţie longitudinală cu creşterea densităţii, pentru diferite module de elasticitate, b) în direcţie transversală cu creşterea densităţii, pentru diferite module de elasticitate

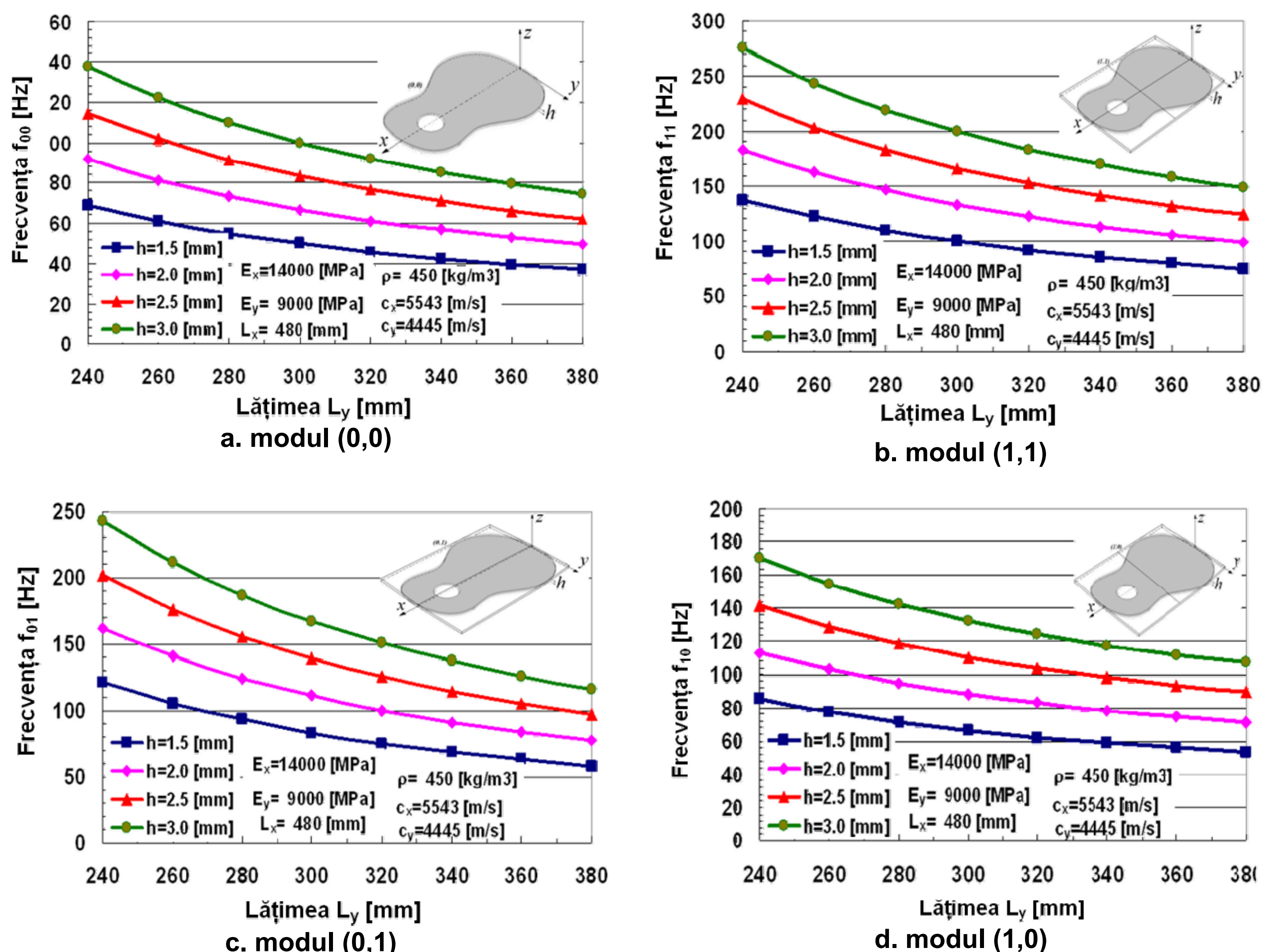


Fig. 5.19. Variaţia frecvenţei în raport cu lăţimea plăcii, pentru diferite grosimi

Din Fig. 5.20, se observă că, pentru aceeaşi grosime a plăcii (h=2,5 mm), dar cu lăţime variabilă, *frecvenţele scad cu creşterea lăţimii plăcii. În practică, această concluzie se poate traduce prin creşterea lăţimii plăcii pentru ca domeniul de frecvenţe amplificate să crească astfel încât să poată fi atinsă frecvenţa optimă minimă în intervalul 75-82 Hz.* Această frecvenţă se obţine şi în cazul creşterii grosimii plăcii în corelaţie cu caracteristicile materialului (Fig. 5.21).

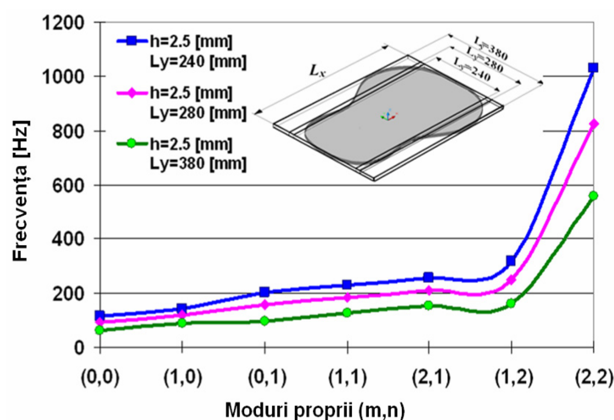


Fig. 5.20. Variaţia frecvenţelor în raport cu lăţimea plăcii , pentru diferite moduri de vibraţie

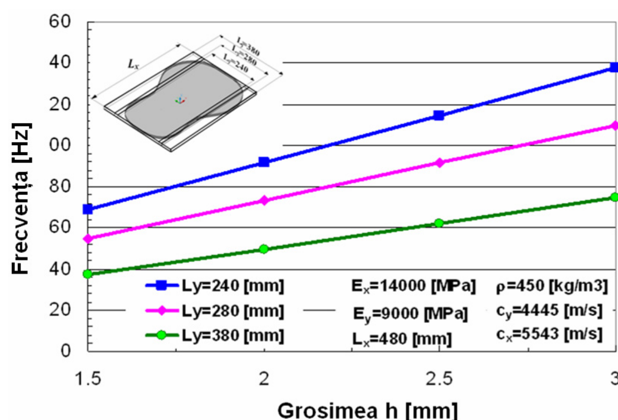


Fig. 5.21. Variaţia frecvenţelor în raport cu grosimea *h* a plăcii de chitară

Prin modelarea analitică a plăcilor de chitară pe baza relaţiilor de calcul specifice plăcilor din lemn, s-a constatat că există o serie de parametri care pot influenţa răspunsul dinamic al plăcii. Astfel, o *densitate mică* a materialului în limitele impuse de specia lemnoasă *(400-450 kg/m^3),* corelată cu un *modul de elasticitate longitudinal ridicat* (E_L ≥12000 MPa), cu o *grosime redusă* (h=2...2,5 mm) şi o *lăţime medie* faţă de intervalul luat în studiu, sunt factori care pot contribui la calitatea acustică a chitarei, încă din faza tehnologică primară de selecţionare şi prelucrare a materialului.

5.2. Modelarea analitică a corpului de chitară

Comportarea lemnului sub acţiunea undelor sonore este influenţată pe de o parte de energia sonoră care ajunge în contact cu lemnul, iar pe de altă parte de calitatea materialului lemnos, respectiv de structura macro şi microscopica a lemnului – construcţia membranei celulare, dimensiunile şi coeziunea fibrelor, prezenţa unor substanţe chimice proprii, umiditatea şi temperatura lemnului, proprietăţile elastice, de orientare a structurii în raport cu sursa sonoră (longitudinal, transversal, radial, tangenţial, complex) (Curtu, Stanciu, s.a. 2008 – [C24, 25]).

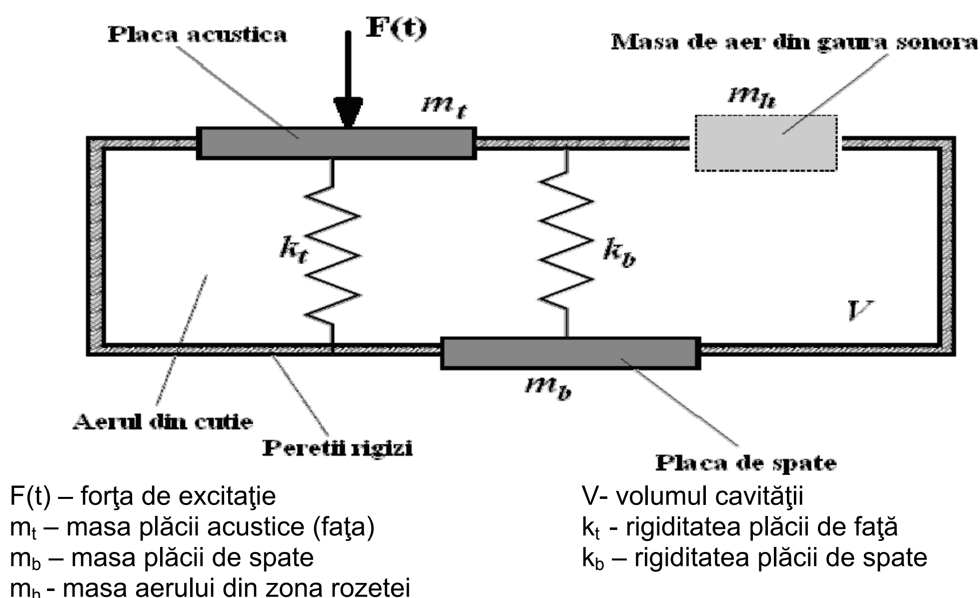
Ca urmare a vibraţiilor, în lemn se produc frecări interne care transformă energia sonoră iniţială într-o energie sonoră modificată, luând naştere fenomenul de rezonanţă, cât şi într-o energie calorică, datorită schimburilor energetice intermoleculare. Cea mai importantă proprietate acustică a lemnului este capacitatea de recepţionare a sunetelor cu frecvenţa apropiată sau identică cu frecvenţa membranelor sale. Astfel se produce fenomenul de rezonanţă care duce la amplificarea sunetelor şi emiterea lor cu un timbru îmbogățit cu armonicele formante produse în lemn ca urmare a structurii sale complexe şi anizotrope. În funcţie de perioada frecvenţei externe de excitaţie, rezonanţa apare ori de câte ori pulsaţia vibraţiei forţate trece prin vecinătatea frecvenţei proprii de vibraţie a lemnului (Stanciu, 2008 – [S21]).

Chitara, ca ansamblu, constituie o structură complexă din punct de vedere mecanic, dinamic, tehnic şi tehnologic, elementele componente având proprietăţi de rezistenţă, rigiditate, acustice şi estetice în concordanţă cu cerinţele de calitate din domeniu.

Dacă din punct de vedere static, corpul chitarei poate fi considerat fie un sistem static nedeterminat (capitolul 5.1.2), fie un vas cu pereţi subţiri, din punct de vedere dinamic, acesta poate fi considerat un rezonator de tip Helmholtz.

Astfel, când placa de faţă vibrează, volumul cavităţii se modifică, forţând intrarea şi ieşirea aerului prin rozetă (gaura acustică). Aerul din gaura acustică poate fi imaginat ca o masă cilindrică care vibrează în funcţie de modul în care volumul cavităţii se micşorează sau se măreşte datorită mişcării plăcii sonore.

Folosind modelul Kelvin (Fig. 5.22) propus de Christensen şi Vistisen (1980), masa de aer cilindrică poate fi modelată ca un oscilator cu masa m_h , antrenând un piston cu aria efectivă A_h. Forţa de revenire a pistonului este asigurată de schimbările de presiune din interiorul cavităţii: dacă pistonul se mişcă în exterior, presiunea cavităţii scade creând o forţă opusă mişcării. Pistonul de aer şi pistonul reprezentat de placa acustică sunt cuplate prin intermediul presiunii comune ce se schimbă în cavitate.



F(t) – forţa de excitaţie
m_t – masa plăcii acustice (faţa)
m_b – masa plăcii de spate
m_h - masa aerului din zona rozetei
V- volumul cavităţii
k_t - rigiditatea plăcii de faţă
k_b – rigiditatea plăcii de spate

Fig. 5.22. Modelul Kelvin pentru sistemul dinamic reprezentat de chitara Christensen şi Vistisen (1980)

Mişcarea unuia dintre pistoane modifică presiunea din cutie şi exercită astfel o forţă asupra celuilalt piston. Mişcarea plăcii de faţă este modelată ca cea a unui piston de masă m_t, suprafaţa efectivă A_t, şi constanta elastică k_t. În mod similar este modelat spatele, cu notaţiile m_b , A_b, k_b . Gaura acustică este modelată considerând mişcarea masei de aer m_h cu aria efectivă A_h , vibrând contra rigidităţii aerului din interiorul cavităţii. Mişcarea uneia dintre plăci (pistoane) produce modificări ale presiunii aerului interior care va antrena în vibraţie celelalte două pistoane (Wright, 1996).

Ca urmare a mişcării de vibraţie a plăcii de faţă ce antrenează prin intermediul fluidului din interior atât placa de spate cât şi eclisele, se produc modurile de vibraţie ale corpului chitarei (Fig. 5.23). Primele moduri care se formează - modul de încovoiere (Fig. 5.23.a), modul de respiraţie (mişcarea în antifază) (Fig. 5.23.b) şi modul de vibraţie în fază (Fig. 5.23.c), au fost identificate în literatura de specialitate, fiind studiate atât teoretic cât şi experimental.

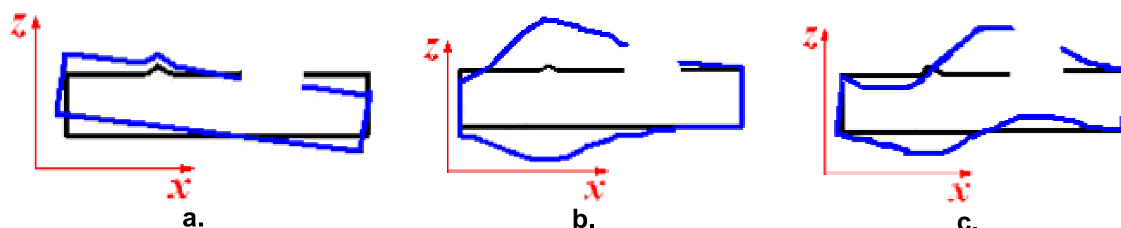


Fig. 5.23. Modurile de vibraţie ale corpului de chitară

Ecuaţia mişcării pentru sistemul format din două oscilatoare cuplate antrenat de o forţă F sinusoidală aplicată în zona cordarului pe placa sonora este (Wright, 1996):

$$m_t \frac{\partial^2 x_t}{\partial t^2} = F - k_t x_t - c_t \frac{\partial x_t}{\partial t} + A_t \Delta P; \tag{5.40}$$

$$m_h \frac{\partial^2 x_h}{\partial t^2} = A_h \Delta P - c_h \frac{\partial x_h}{\partial t}, \tag{5.41}$$

unde:

ΔP este diferenţa de presiune din cavitate.

Dacă se produce o schimbare mică în echilibrul presiunii din cavitate se presupune că are loc un proces adiabatic, caz în care nu se pierde şi nici nu se câştigă energie termică, atunci:

$$PV\gamma = const., \tag{5.42}$$

unde:

V este volumul cavităţii;

γ - coeficientul specific de căldură.

Derivând în raport cu V, se obţine:

$$\frac{\partial P}{\partial V} = \frac{P\gamma}{V}. \tag{5.43}$$

Modulul volumetric al materialului este dat de relaţia $B = -V\frac{dP}{dV}$, iar faza vitezei sunetului în aer este dat de relaţia $c = \sqrt{\frac{B}{\rho}}$.

Folosind cele două relaţii în ecuaţia diferenţială, rezultă:

$$\Delta P = -\mu \Delta V, \tag{5.44}$$

unde: $$\mu = \frac{c^2 \rho}{V} . \tag{5.45}$$

Ştiind că schimbarea volumului din cavitate are loc în urma mişcării plăcii sonore şi a pistonului de aer din zona găurii acustice, matematic rezultă la relaţia :

$$\Delta V = A_t x_t + A_h x_h , \tag{5.46}$$

unde deplasarea pozitivă a pistonului este asociată cu mişcarea în sens opus a cavităţii (spre exterior).

Schimbarea de presiune poate fi scrisă astfel:

$$\Delta P = -\mu (A_t x_t + A_h x_h) . \tag{5.47}$$

Înlocuind în relaţiile (5.40) şi (5.41). se obţine:

$$m_t \frac{\partial^2 x_t}{\partial t^2} = F - x_t (k_t + \mu A_t^2) - c_t \frac{\partial x_t}{\partial t} - \mu A_t A_h x_h ; \tag{5.48}$$

şi

$$m_h \frac{\partial^2 x_h}{\partial t^2} = -\mu A_h^2 x_h - c_h \frac{\partial x_h}{\partial t} - \mu A_h A_t x_t . \tag{5.49}$$

Pentru o forţă aplicată sinusoidal, expresiile derivatelor deplasărilor x_t şi x_h sunt cunoscute. Acestea se înlocuiesc în ecuaţiile mai sus determinate, rezultând:

$$-m_t \omega^2 x_t = F - x_t (k_t + \mu A_t^2) - R_t i \omega x_t - \mu A_h A_t x_h ; \tag{5.50}$$

şi $$-m_h \omega^2 x_h = -\mu A_h^2 x_h) - R_h i \omega x_h - \mu A_h A_t x_t . \tag{5.51}$$

Frecvenţa proprie de rezonanţă ω_t a plăcii sonore fără ca aceasta să fie cuplată la aerul din cavitate, considerând A_h=0 în ecuaţia de mai sus (5.51), este dată de expresia:

$$\omega_t^2 = \frac{k_t + \mu A_t^2}{m_t} . \tag{5.52}$$

Înlocuind această expresie a frecvenţei de rezonanţă în ecuaţia (5.51) şi definind $\gamma_t = \frac{R_t}{m_t}$ în expresia lui x_t, se obţine:

$$x_t = \frac{F - \mu A_h A_t x_h}{m_t (\omega_t^2 - \omega^2 + \gamma_t i \omega)} . \tag{5.53}$$

În mod similar se procedează pentru determinarea deplasării x_h .

Frecvenţa proprie neamortizată pentru un oscilator liber este:

$$\omega_h^2 = \frac{\mu A_h^2}{m_h} , \tag{5.54}$$

iar $$x_h = \frac{-\mu A_h A_t x_h}{m_h (\omega_t^2 - \omega^2 + \gamma_h i \omega)} . \tag{5.55}$$

Se observă că termenul ce exprimă legătura placă – gaură acustică $\mu A_t A_h$ apare în ambele ecuaţii şi implică ariile celor două elemente cuplate (aerul şi placa). Notând cu $\alpha_{ht} = \mu A_t A_h$ şi definind:

$$D_t = m_t(\omega_t^2 - \omega^2 + \gamma_h i\omega), \tag{5.56}$$

și

$$D_h = m_h(\omega_t^2 - \omega^2 + \gamma_h i\omega), \tag{5.57}$$

soluţiile pentru x_t şi x_h vor fi de forma (*Christensen, 1980, Wright, 1996)*:

$$x_t = \frac{FD_h}{D_h D_t - \alpha_{ht}^2}; \tag{5.58}$$

$$x_h = \frac{-\alpha_{ht}^2 F}{D_h D_t - \alpha_{ht}^2}. \tag{5.59}$$

Dacă se consideră sistemul format din placa de faţă, spatele şi aerul din cavitate asimilat cu un sistem cu 3 grade de libertate: pistonul plăcii acustice, gaura acustică şi al treilea - spatele cu notaţiile: m_b masa, k_b constanta elastică, aria efectivă A_b (*Christensen 1982*), ecuaţiile mişcării sunt:

$$m_t \frac{\partial^2 x_t}{\partial t^2} = F - k_t x_t - c_t \frac{\partial x_t}{\partial t} + A_t \Delta P; \tag{5.60}$$

$$m_h \frac{\partial^2 x_h}{\partial t^2} = A_h \Delta P - c_h \frac{\partial x_h}{\partial t}; \tag{5.61}$$

$$m_b \frac{\partial^2 x_b}{\partial t^2} = \Delta P A_b - k_b x_b - c_b \frac{\partial x_b}{\partial t}, \tag{5.62}$$

unde:

c_b este rezistenţa pe care placa de spate o opune mişcării,

ΔP - schimbarea de presiune din cavitate, rezultând mişcarea pistonului.

Volumul modificat rezultat ca urmare a mişcării este dat de expresia:

$$\Delta V = A_t x_t + A_h x_h + A_b x_b, \tag{5.63}$$

unde toate deplasările pozitive ale pistoanelor sunt spre exterior.

Înlocuind expresia (5.63) în ecuaţiile (5.60), (5.61), (5.62) rezultă următoarele expresii:

$$m_t \frac{\partial^2 x_t}{\partial t^2} = F - x_t(k_t + \mu A_t^2) - R_t \frac{\partial x_t}{\partial t} - \alpha_{ht} x_h - \alpha_{bt} x_b; \tag{5.64}$$

$$m_h \frac{\partial^2 x_h}{\partial t^2} = -\mu A_h^2 x_h - R_h \frac{\partial x_h}{\partial t} - \alpha_{ht} x_h - \alpha_{bh} x_b; \tag{5.65}$$

$$m_b \frac{\partial^2 x_b}{\partial t^2} = -\mu A_b^2 x_b - R_b \frac{\partial x_b}{\partial t} - \alpha_{hb} x_b - \alpha_{bt} x_t, \tag{5.66}$$

unde constantele de legătură sunt definite prin expresiile:

$$\alpha_{bt} = \mu A_b A_t \,,\; \alpha_{ht} = \mu A_h A_t \,,\; \alpha_{bh} = \mu A_b A_h \,. \tag{5.67}$$

Frecvenţa de rezonanţă cu amortizare uşoară a plăcii de spate ca sistem cu un singur grad de libertate este dată de relaţia:

$$\omega_b^2 = \frac{k_b + \mu A_b^2}{m_b} \,. \tag{5.68}$$

Substituind în ecuaţiile diferenţiale ale deplasărilor (5.60), (5.61), (5.62), rezultă următoarele ecuaţii diferenţiale (Christensen 1980; Wright, 1996):

$$\frac{\partial^2 x_t}{\partial t^2} = \frac{F}{m_t} - \omega_t{}^2 x_t - \gamma_t \frac{\partial x_t}{\partial t} - \frac{\alpha_{ht}}{m_t} x_h - \frac{\alpha_{bt}}{m_t} x_b \;; \tag{5.69}$$

$$\frac{\partial^2 x_h}{\partial t^2} = -\omega_h{}^2 x_h - \gamma_h \frac{\partial x_h}{\partial t} - \frac{\alpha_{ht}}{m_h} x_t - \frac{\alpha_{bh}}{m_h} x_b \,; \tag{5.70}$$

$$\frac{\partial^2 x_b}{\partial t^2} = -\omega_b{}^2 x_b - \gamma_b \frac{\partial x_b}{\partial t} - \frac{\alpha_{bt}}{m_b} x_t - \frac{\alpha_{bh}}{m_b} x_h \;, \tag{5.71}$$

unde factorul de amortizare al plăcii de spate este definit prin: $\gamma_b = \frac{R_b}{m_b}$.

Presupunând că deplasarea este sinusoidală datorită forţei sinusoidale aplicate, expresiile derivatelor deplasărilor vor fi de forma:

$$x_t = \frac{F - \alpha_{ht} x_b - \alpha_{bt} x_b}{m_t(\omega_t^2 - \omega^2 + \gamma_t i\omega)} \,; \tag{5.72}$$

$$x_h = \frac{-\alpha_{ht} x_t - \alpha_{bh} x_b}{m_h(\omega_h^2 - \omega^2 + \gamma_h i\omega)} \,; \tag{5.73}$$

$$x_b = \frac{F - \alpha_{hb} x_h - \alpha_{bt} x_t}{m_b(\omega_b^2 - \omega^2 + \gamma_b i\omega)} \,. \tag{5.74}$$

Pentru simplificarea calculelor, se introduce notaţia:

$$D_b = m_b(\omega_b{}^2 - \omega^2 + i\gamma_b \omega) \,. \tag{5.75}$$

Astfel, înlocuind cu notaţiile făcute, ecuaţiile (30), (31), (32) vor deveni de forma (Christensen, 1980; Wright, 1996):

$$x_t D_t + \alpha_{ht} x_h + \alpha_{bt} x_b = F \;; \tag{5.76}$$

$$x_h D_h + \alpha_{ht} x_t + \alpha_{bh} x_b = 0 \,; \tag{5.77}$$

$$x_b D_b + \alpha_{bt} x_t + \alpha_{bh} x_h = F \,. \tag{5.78}$$

Pentru determinarea deplasărilor x_t, x_h, x_b ecuaţiile (5.76), (5.77), (5.78) pot fi scrise matriceal astfel:

$$\begin{bmatrix} D_t & \alpha_{ht} & \alpha_{bt} \\ \alpha_{ht} & D_h & \alpha_{hb} \\ \alpha_{bt} & \alpha_{hb} & D_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_t \\ x_h \\ x_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \tag{5.79}$$

Calculând determinaţii conform regulii lui Cramer, se determină soluţiile deplasărilor sub forma:

$$x_t = \frac{\det \begin{bmatrix} F & \alpha_{ht} & \alpha_{bt} \\ 0 & D_h & \alpha_{hb} \\ 0 & \alpha_{hb} & D_b \end{bmatrix}}{\det \begin{bmatrix} D_t & \alpha_{ht} & \alpha_{bt} \\ \alpha_{ht} & D_h & \alpha_{hb} \\ \alpha_{bt} & \alpha_{bh} & D_b \end{bmatrix}}. \tag{5.80}$$

În final se obţine:

$$x_t = \frac{F(D_b D_h - {\alpha_{hb}}^2)}{D_t D_h D_b + 2\alpha_{ht}\alpha_{hb}\alpha_{bt} - [D_t(\alpha_{hb})^2 + D_h(\alpha_{bt})^2 + D_b(\alpha_{ht})^2]}; \tag{5.81}$$

$$x_h = \frac{-F(D_b \alpha_{ht} - \alpha_{hb}\alpha_{bt})}{D_t D_h D_b + 2\alpha_{ht}\alpha_{hb}\alpha_{bt} - [D_t(\alpha_{hb})^2 + D_h(\alpha_{bt})^2 + D_b(\alpha_{ht})^2]}; \tag{5.82}$$

$$x_t = \frac{F(\alpha_{ht}\alpha_{hb} - D_h \alpha_{bt})}{D_t D_h D_b + 2\alpha_{ht}\alpha_{hb}\alpha_{bt} - [D_t(\alpha_{hb})^2 + D_h(\alpha_{bt})^2 + D_b(\alpha_{ht})^2]}; \tag{5.83}$$

Cercetările privind elaborarea unor modele analitice ale corpului de chitară au relevat faptul că obţinerea soluţiilor matematice concrete pe această cale este anevoioasă datorită complexităţii structurii şi tipurilor de medii (solid, fluid) care produc şi mediază vibraţiile mecanice ale corpului de chitară.

O alternativă modernă, rapidă şi convenabilă de găsire a soluţiilor aproximative în locul utilizării algoritmilor matematici clasici, în contextul unor structuri de complexitate mare, este dată de noile softuri de analiză dinamică bazate pe modelarea matematică a vibraţiilor utilizând metoda elementelor finite.

5.3. Modelarea numerică a plăcilor de chitară prin metoda elementelor finite

Fenomenele complexe care se dezvoltă în timpul solicitărilor ciclice sunt de natură structurală şi de natură acustică, interdependente între ele. Din acest punct de vedere, teoriile analitice care stau la baza funcţionării chitarei abordează cu precădere unul din aspecte, fapt pentru care sunt introduse o serie de ipoteze simplificatoare. Cu toate acestea, calculele care utilizează aceste teorii sunt numeroase şi laborioase. În prezent, modelarea matematică - analitică a chitarei este înlocuită cu metode numerice - metoda elementelor finite (FEM) sau metoda diferenţelor finite (DFM) care stau la baza softurilor de modelare numerică.

5.3.1. Analiza dinamică prin metoda elementului finit

Metoda elementului finit reprezintă o extindere a metodei matriceale a deplasărilor din mecanica structurilor (Munteanu, 1998). Numele de *element finit* se rezumă la conceptul de bază al metodei şi anume transformă un sistem cu un număr infinit de necunoscute (răspunsul, în fiecare locaţie dintr-un sistem) la un sistem cu număr finit de necunoscute (răspunsul structurii în fiecare nod al structurii discretizate). Necunoscutele sunt gradele de libertate ale sistemului şi reprezintă răspunsurile obţinute la acţiunile exterioare exercitate asupra structurii mecanice. Tipul gradelor de libertate se exprimă în funcţie de tipul încărcării exterioare precum şi de felul aplicaţiei. Principalele concepte ale metodei elementelor finite sunt:

- Metoda elementelor finite aproximează problemele inginereşti prin utilizarea discretizării structurilor sau sistemelor în elemente interconectate;
- Gradele de libertate sunt localizate în nodurile fiecărui element şi reprezintă necunoscutele sistemului;
- Fiecare element are o funcţie de formă aproximativă care indică valorile gradelor de libertate dinspre noduri către punctele din element. Aceasta este utilizată pentru a forma o matrice de rigiditate a elementului [K] ce stabileşte legătura dintre gradele de libertate şi acţiunile exterioare pentru acel element;
- Asamblarea tuturor matricelor de rigiditate [K] într-un model cu elemente finite, conduce la un sistem de ecuaţii a căror necunoscute sunt gradele de libertate.

Valorile gradelor de libertate fiind determinate, se pot determina şi alte mărimi derivate din acestea. Gradele de libertate şi încărcările exterioare sunt puse în legătură prin intermediul unui set de ecuaţii de bază de forma (Munteanu, 1988):

$$[K]\cdot\{d\}=\{A\} \tag{5.84}$$

unde:

$\{d\}$ reprezintă vectorul gradelor de libertate;

$\{A\}$- vectorul încărcării exterioare;

$[K]$- matricea de rigiditate.

În cazul discretizării corpului continuu cu elemente finite se obţine un sistem dinamic cu mai multe grade de libertate care reprezintă ecuaţiile de echilibru nodal (cineto-statice) exprimate în funcţie de deplasări şi derivatele în raport cu timpul a acestora (viteza şi acceleraţia):

$$[M]\left\{\ddot{u}\right\}+[C]\left\{\dot{u}\right\}+[K]\{u\}=\{F(t)\} \tag{5.85}$$

cu condiţiile iniţiale: *t=0, u=u₀,* $\dot{u}=v_0$, unde [M], [C], [K] sunt matrice pătratice simetrice – matricea maselor, matricea de amortizare şi matricea de rigiditate a întregii structuri, iar $\{u\}$, $\left\{\dot{u}\right\}$, $\left\{\ddot{u}\right\}$ şi

$\{F\}$ sunt matricele coloană (vectori) ale deplasărilor, vitezelor, acceleraţiilor şi respectiv a încărcării exterioare.

Matricea de rigiditate a structurii se determină prin asamblarea matricelor de rigiditate a elementelor finite. Matricele [M] şi [C] se determină analog plecând de la nivelul unui element finit. Astfel, se pleacă de la principiul lucrului mecanic virtual aplicat unui corp elastic pentru orice câmp de deplasări virtual, geometric admisibile (Munteanu, 1998):

$$\delta\Pi = \int_D \{\delta\varepsilon\}^T [D]\{\varepsilon\}dv - \int_D \{du\}^T \{X\}dv - \int_\Gamma \{\delta u\}^T \{F\}ds = 0 \qquad (5.86)$$

S-au folosit notaţiile:

Π - energia potenţială totală,

D- domeniul ocupat de corp,

$\{\varepsilon\}$- deformaţiile dintr-un punct oarecare al plăcii,

$\{\delta\varepsilon\}$ - deformaţiile virtuale produse de câmpul deplasărilor virtuale $\{\delta u\}$,

$[D]$- matricea legii lui Hooke,

$\{u\}$- câmpul deplasărilor ce se dezvoltă în placă ca urmare a încărcării exterioare,

$\{F\}$- încărcarea exterioară ce acţionează asupra frontierei Γ a domeniului D,

$\{X\}$- forţe distribuite în volumul corpului.

Ca urmare a faptului că încărcarea exterioară *{F}* precum şi deplasările variază în funcţie de timp, în corp apare şi *o forţă de inerţie* distribuită în toată masa corpului. Deci în elementul de volum dv apar forţele de inerţie: $-\rho\left\{\ddot{u}\right\}dv$,

unde: $\left\{\ddot{u}\right\}$ - vectorul acceleraţiei dintr-un punct curent, iar ρ - densitatea materialului.

De asemenea, ca urmare a frecărilor interioare se dezvoltă *forţe de amortizare*, care se consideră a fi proporţionale cu viteza şi se opun vitezei; într-un element de volum se dezvoltă forţa: $-\mu\left\{\dot{u}\right\}dv$, unde $\left\{\dot{u}\right\}$ este vectorul vitezelor, iar μ coeficientul de proporţionalitate.

Înlocuind în relaţia (5.86), se obţine:

$$\int_D \{\delta u\}^T \rho\left\{\ddot{u}\right\}dv + \int_D \{du\}\mu\left\{\dot{u}\right\}dv + \int_D \{\delta\varepsilon\}^T [D]\{\varepsilon\}dv - \int_D \{\delta u\}^T \{X\}dv - \int_\Gamma \{\delta u\}^T \{F\}ds = 0$$

(5.87) pentru orice câmp de deplasări virtuale $\{\delta u\}$ geometric admise.

Dacă placa se împarte în elemente finite, la nivelul fiecărui element se poate scrie:

$$\{u\}=[N]\{a\},\ \{\varepsilon\}=[B]\{a\} \qquad (5.88)$$

unde: $\{a\}$ este vectorul deplasărilor nodale ale elementului considerat, funcţie de timp,

$[N]$ este matricea funcţiilor de interpolare care leagă matricea deplasărilor nodale ale elementului finit de câmpul deplasărilor din interiorul elementelor, funcţie de punct,

iar $[B]$ este matricea care permite exprimarea câmpului de deformaţii din interiorul elementului în funcţie de deplasările nodale.

Se înlocuieşte corpul, domeniul D, prin ansamblul de elemente finite şi ţinând cont că se poate scrie pentru fiecare element finit al discretizării:

$$\left\{\dot{u}\right\}=[N]\left\{\dot{a}\right\} \quad \left\{\ddot{u}\right\}=[N]\left\{\ddot{a}\right\} \qquad (5.89)$$

unde matricea [N] depinde numai de punct, nu şi de timp, precum şi:

$$\{\delta u\}=[N]\{\delta a\} \quad \text{şi} \quad \{\delta\varepsilon\}=[N]\{\delta a\} \qquad (5.90)$$

Relaţia (5.85) valabila pentru tot ansamblul de elemente finite, devine:

$$\left(\sum_{n_{el}}\int_{V_{el}}\rho[N]^T[N]dv\right)\left\{\ddot{a}\right\}+\left(\sum_{n_{el}}\int_{V_{el}}\mu[N]^T[N]dv\right)\left\{\dot{a}\right\}+\left(\sum_{n_{el}}\int_{V_{el}}\rho[B]^T[D][B]dv\right)\left\{a\right\}=\int_{D}[N]^T\{X\}dv+\int_{\Gamma}[N]^T\{p\}ds$$

(5.91)

Tipurile de analiză dinamică ce se pot efectua cu softuri de modelare prin metoda elementelor finite sunt: analiza modurilor proprii de vibraţii (vibraţii libere neamortizate), analiza liniară de răspuns în frecvenţă (analiza răspunsului unei structuri în regim staţionar la încărcările care variază în funcţie de frecvenţă) şi analiza liniară de răspuns tranzitoriu (analiza răspunsului unei structuri la încărcările care variază în funcţie de timp).

Tipuri de plăci analizate cu FEM

Pentru analiza modală a plăcilor de chitară, s-au modelat geometric 9 variante de plăci acustice:

- placa simplă cu gaură (notată PS)– fără elemente de rigidizare (Fig. 5.24.a);
- placa cu trei bare transversale de rigidizare (notată P3BT) (Fig. 5.24.b);
- placa cu trei bare radiale de rezonanţă (notată P3BR) (Fig. 5.24.c);
- placa cu cinci bare radiale de rezonanţă (notată P5BR)(Fig. 5.23.d);
- placa cu trei bare radiale şi două transversale (notată P3BR2T) (Fig. 5.24.e);
- placa cu cinci bare radiale şi două transversale (notată P5BR2T) (Fig. 5.24.f);
- placa cu 7 bare radiale şi 2 transversale (P7BR2T);
- placa cu trei bare radiale, două transversale şi două oblice (notată P3BR2V) (Fig. 5.24.g);
- placa cu cinci bare radiale, două transversale şi două oblice (notată P5BR2V) (Fig. 5.24.h);

- placa cu 7 bare radiale 2 transversale şi 2 oblice notată (notată P7BR2V) (Fig. 5.24.i) respectându-se dimensiunile practicate la fabrica de instrumente muzicale S.C. Hora S.A. Reghin, Romania.

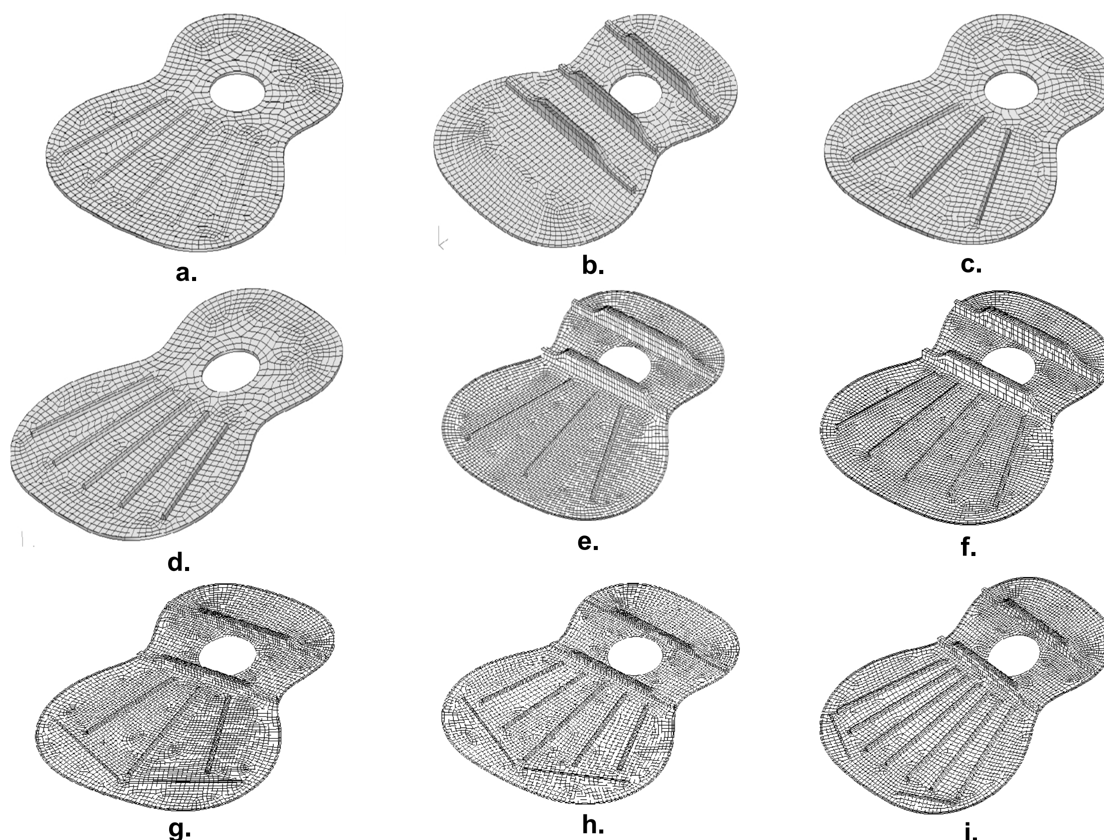


Fig. 5.24. Variante de plăci modelate cu FEM

Modelarea şi simularea s-au realizat cu ajutorul pachetului Patran Nastran 2004. Pentru discretizarea în elemente finite s-au utilizat elemente de tip *„placă" – shell (în limba engleză) cu patru noduri de colț (QUAD4*), numărul gradelor de libertate pe nodul elementului fiind 6. Pentru nodurile de pe conturul plăcii s-au anulat toate gradele de libertate, echivalând astfel încastrarea reală a plăcii de rama cutiei. În etapa de preprocesare, s-au introdus pe rând parametrii specifici materialului şi geometriei plăcii:

- grosimile (*h=1,5; 2; 2,5; 3; 3,5 mm*);
- modulul de elasticitate (*E= 10000, 12000, 14000 MPa*) (Curtu 1984);
- densitatea (*ρ= 350, 400, 450, 500 kg/m*^{3});
- sistemul de bare.

păstrându-se constant coeficientul lui Poisson (υ=0,36) şi modulul de elasticitate transversal (*G=5000 MPa).* Valorile modulului de elasticitate E şi al densității *ρ* au fost preluate din literatura de specialitate şi pe baza rezultatelor modelării analitice (Bucur 2006, Rossing 2004, Curtu 1984).

Analiza dinamică a urmărit:

(a) Determinarea frecvenţelor proprii şi modurilor proprii ale plăcilor lignocelulozice compozite;

(b) Determinarea răspunsului în frecvenţă al plăcilor în cazul vibraţiilor forţate cu amortizare sub acţiunea periodică a unei forţe concentrate ce variază cu frecvenţa cuprinsă în intervalul 20-1000 Hz.

În urma analizei cu FEM s-au obţinut numeroase rezultate evidenţiate prin figuri şi grafice, dintre care: moduri proprii de vibraţii, valorile frecvenţelor proprii $f_{1...10}$ şi amplitudinilor pentru primele 10 moduri – reprezentând numărul frecvenţelor de interes, care au fost analizate şi sintetizate sub formă de grafice. Rezultatele cercetării au fost comparate cu cele din literatura de specialitate, respectiv cu valorile frecvenţelor proprii pentru diferite structuri de plăci.

5.3.1.1. Determinarea frecvenţelor proprii şi modurilor proprii ale plăcilor lignocelulozice compozite

Analiza modală este utilizată pentru determinarea caracteristicilor dinamice de bază ale unei structuri. Rezultatele unei analize modale indică frecvenţele şi formele de vibraţii la care o structură tinde să vibreze. Deşi rezultatele unei analize modale nu se bazează pe o încărcare specifică, ele pot fi folosite pentru a anticipa efectele aplicării sarcinilor periodice variabile. Soluţia modală se obţine în urma unei analize modale care constă în parcurgerea următoarelor etape:

- generarea modelului cu elemente finite;
- definirea proprietăţilor de material şi aplicarea condiţiilor de frontieră pe sistemul analizat;
- pregătirea modelului pentru analiza modală propriu-zisă;
- generarea unui fişier de analiză şi rulare a acestuia;
- vizualizarea şi interpretarea rezultatelor sub formă de frecvenţe proprii şi modurile de vibraţie.

Toate rezultatele analizei modale au fost interpretate în funcţie de parametrii care au fost modificaţi succesiv în modelarea cu FEM. Astfel, s-au stabilit factorii de influenţă şi ponderea lor în răspunsul modal al structurilor studiate.

Influenţa grosimii plăcilor asupra frecvenţelor proprii

Cu creşterea grosimii plăcilor, se observă creşterea liniară a frecvenţelor fundamentale ale plăcilor, indiferent de structura de rigidizare (Fig. 5.25). Plăcile cu densitatea mică (350 kg/m^3) au frecvenţe cu aproximativ 20% mai mari decât plăcile din materiale lignocelulozice cu densităţi mari (500 kg/m^3) (Curtu, I., Stanciu, M., Itu, C., Grimberg, R. 2008 –[C23]).

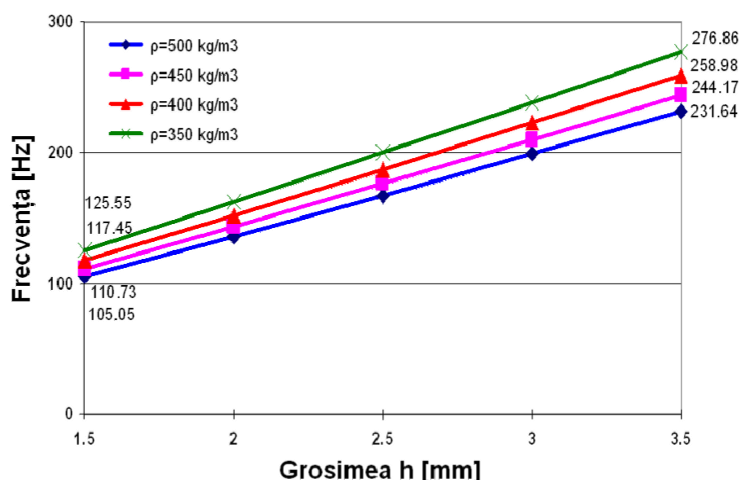


Fig. 5.25. Variaţia frecvenţelor pentru primul mod de vibraţie în raport cu grosimea h a plăcii, în cazul plăcii cu 5 bare de rigidizare si E=10000 MPa

Influenţa modulului de elasticitate longitudinal asupra frecvenţelor proprii

Din Fig. 5.26 se observă că pentru aceeaşi grosime şi densitate a plăcii, indiferent de sistemul de bare aplicat pe placă, *creşterea modulului de elasticitate cu 40% duce la creşterea frecvenţelor proprii cu aproximativ 25%* (Stanciu 2008, [S13]). Aceeaşi tendință de variaţie s-a obţinut şi prin modelarea analitică.

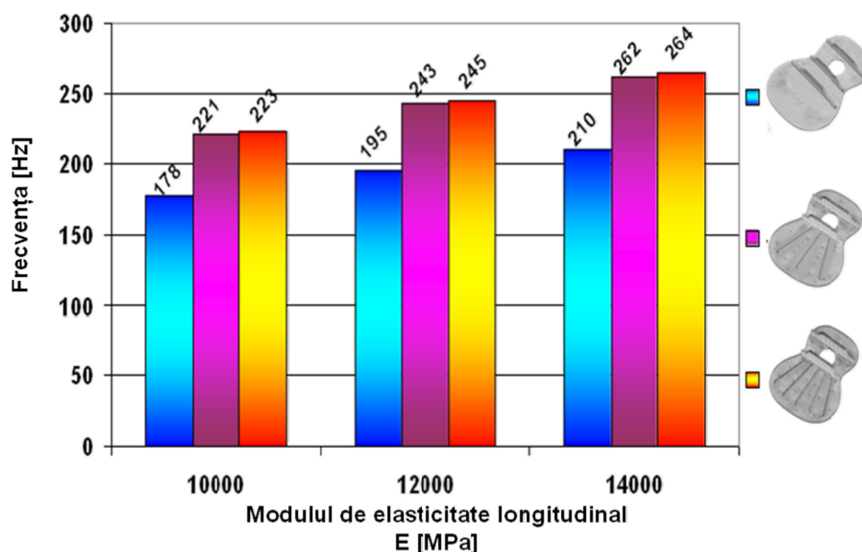


Fig. 5.26. Variaţia frecvenţelor primului mod de vibraţie în raport cu modulul de elasticitate E, pentru trei cazuri diferite de plăci cu grosimea h=2,5 mm şi densitatea ρ= 450 kg/m^3

Influenţa densităţii asupra frecvenţelor proprii

Creşterea densităţii materialului plăcii cu 20 %, conduce la scăderea frecvenţelor proprii cu aproximativ 10 % (Fig. 5.27). Creșterea valorii modulului de elasticitate longitudinal al plăcii cu 30% determină creșterea frecvenţelor cu aproximativ 15 %.

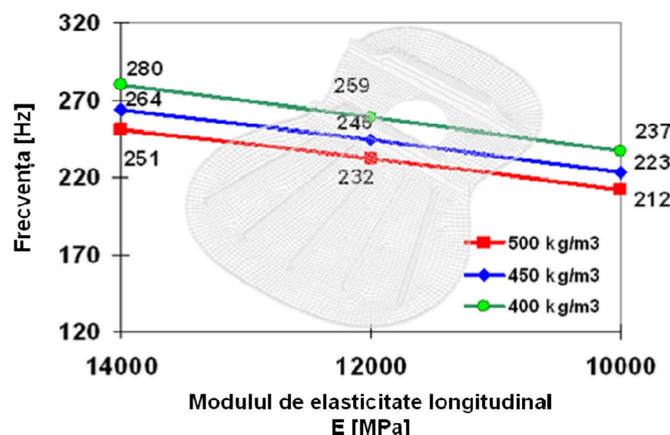


Fig. 5.27. Variaţia frecvenţelor pentru primul mod de vibraţie în raport cu modulul de elasticitate E, în cazul plăcii cu cinci bare radiale şi două transversale

Influenţa numărului şi modului de dispunere a sistemului de bare

Rigidizarea plăcilor cu bare transversale, radiale şi oblice produce modificări ale configuraţiilor vibratorii şi ale valorilor frecvenţelor proprii. În Tabelul 5.2. sunt redate centralizat valorile primei frecvenţe proprii ale plăcilor analizate cu FEM, pentru diferite module de elasticitate longitudinală.

Tabelul 5.2.

Valorile frecvenţelor fundamentale ale plăcilor analizate cu FEM, cu grosimea h=2,5 mm şi densitatea ρ= 450 kg/m^3 , coeficientul lui Poisson ν =0,36

	14000 MPa	12000 MPa	10000 MPa
PSfg	101	92	87
PS	106	98	89
P3BR	207	175	155
P5BR	209	193	176
P3BT	210	194	178
P3BR2T	262	242	221
P5BR2T	264	243	223
P7BR2T	265	244	224
P3BR2V	261	241	220
P5BR2V	264	243	224
P7BR2V	265	246	224

Din Fig. 5.28 se observă că valorile frecvenţelor fundamentale cresc cu creşterea numărului şi modului de dispunere a barelor de rezonanţă pe placă. Se constată că, din punct de vedere constructiv şi al frecvenţelor proprii, plăcile pot fi grupate în trei categorii:

- grupa I - plăci fără bare transversale, cu frecvenţele cuprinse în intervalul 80 – 120 Hz;

- grupa II - plăci cu bare dispuse numai radial sau numai transversal, cu frecvenţele cuprinse în intervalul 150 – 210 Hz;

- grupa III – plăci cu dispunere combinată a barelor (radială, transversală şi oblică) cu frecvenţele cuprinse în intervalul 240 – 270 Hz.

Un rol deosebit în răspunsul plăcilor la vibraţii libere, îl au barele transversale de rigidizare, care, prin geometria şi dimensiunile lor, produc modificări atât ale frecvenţelor proprii, cât şi ale modurilor de vibraţie. Rigidizarea plăcilor cu bare dispuse în V, nu produce o creştere semnificativă a frecvenţelor fundamentale faţă de sistemul similar, fără adaosul de bare în V. Numărul barelor produce o diferenţă sensibilă (de 1,1%) a frecvenţelor proprii, care poate fi compensată prin caracteristici geometrice sau ale materialului barelor.

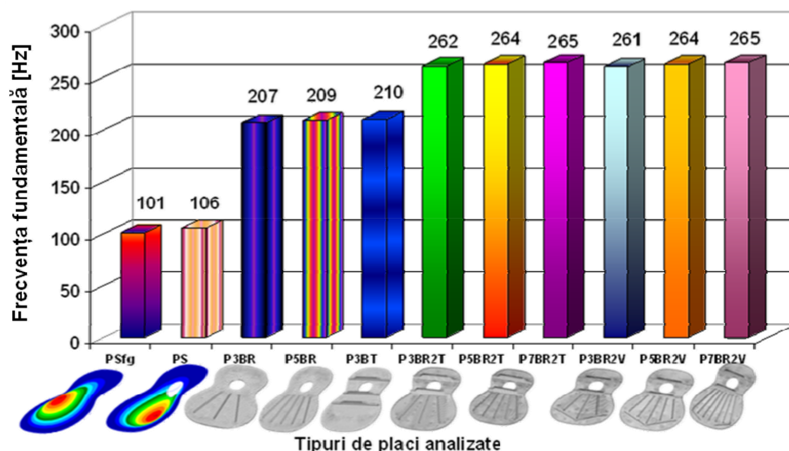


Fig. 5.28. Comparaţii între valorile frecvenţelor ale diferitelor tipuri plăci analizate cu FEM pentru parametrii: modulul de elasticitate longitudinal E=14000 MPa, grosimea h=2,5 mm şi densitatea ρ= 450 kg/m^3, coeficientul lui Poisson ν =0,36

Influenţa găurii acustice asupra frecvenţelor proprii

Pentru stabilirea modului în care existenţa găurii acustice influenţează modurile proprii de vibraţie şi valoarea frecvenţelor proprii, s-a analizat prin metoda elementelor finite placa simplă de chitară, fără nervuraţii şi fără gaura acustică şi aceeași placă prevăzută cu rozetă. În etapa de preprocesare s-au introdus aceleaşi caracteristici ale materialului, astfel încât să se obţină frecvenţele proprii determinate de schimbarea structurii plăcii prin prezenţa găurii sonore. În Fig. 5.29. şi 5.30 sunt redate modurile proprii de vibraţii, iar în Tabelul 5.3. sunt centralizate frecvenţele proprii şi variaţia procentuală dintre cele două tipuri de plăci.

Tabelul 5.3.

Influenţa găurii acustice asupra frecvenţelor proprii ale plăcilor de chitară, pentru: E=13000 MPa, G=2300 MPa, ν =0,4, ρ= 500 kg/m^3, h=2,5 mm

Modul	Placa fără gaură sonoră	Placa cu gaură sonora	Variaţia frecvenţelor proprii ale plăcii cu rozetă faţă de placa simplă fără rozetă [%]
	Frecvenţa [Hz]	Frecvenţa [Hz]	
1	191,64	191,65	+0,00052
2	295,79	310,84	+4,5
3	405,56	404,99	-0,14
4	437,14	428,00	-2,09
5	638,70	598,35	-6,8
6	646,94	619,39	-4,258
7	702,26	695,79	-0,921
8	727,18	698,61	-3,92
9	931,33	914,99	-1,754
10	943,61	944,98	+0,145

S-a constatat că prezenţa găurii acustice nu produce diferenţe majore ale valorilor frecvenţelor proprii. Din punct de vedere al modurilor proprii, între placa simplă fără rozetă şi cea cu gaură acustică nu există diferenţe pentru primele 6 moduri de vibraţii; începând cu al şaptelea mod, apar diferenţe ale distribuţiei liniilor nodale.

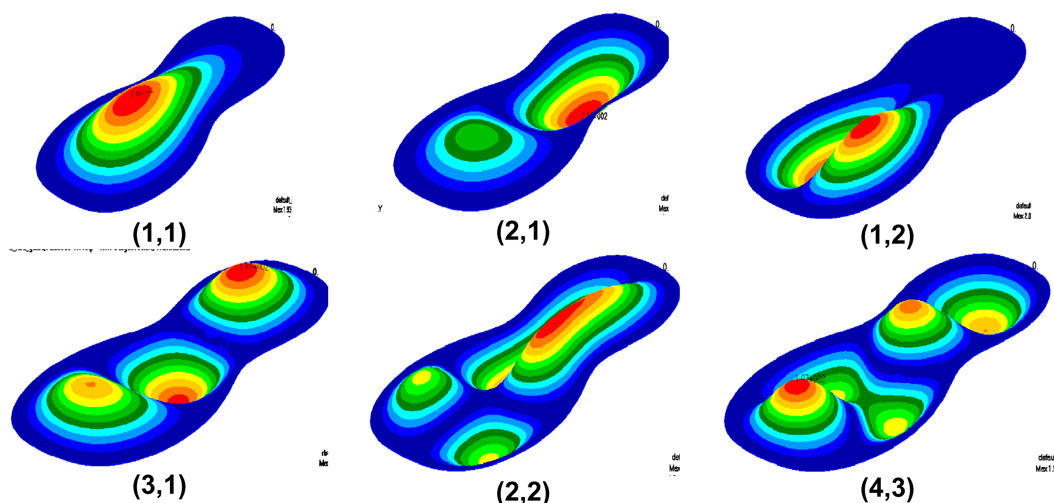


Fig. 5.29. Formele vibratorii în cazul plăcii simple fără rozetă

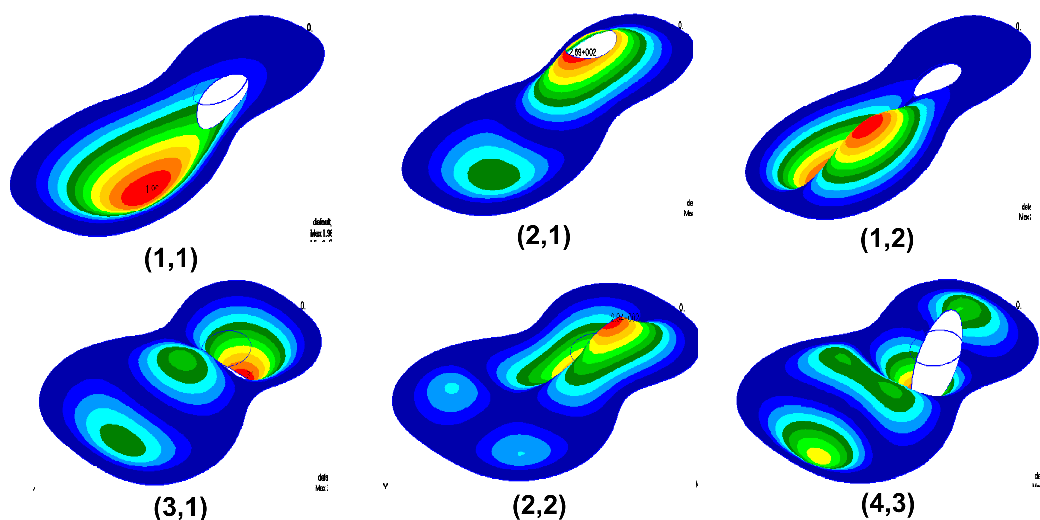


Fig. 5.30. Formele vibratorii în cazul plăcii simple cu rozetă

Influenţa sistemului de bare asupra modurilor proprii

În Fig. 5.29 – 5.38 sunt prezentate modurile de vibraţie ale plăcilor cu diferite sisteme de rigidizare. Imaginile prezintă o selecţie a modelărilor realizate pentru aceste structuri. S-a observat că modurile proprii determinate nu sunt influenţate ca formă, mărime şi succesiunea apariţiei de parametrii specifici materialului utilizaţi în etapa de preprocesare, respectiv: densitate, grosime, modul de elasticitate etc. În schimb structura plăcii – respectiv sistemul de nervuraţii, influenţează aspectul modurilor de vibraţie.

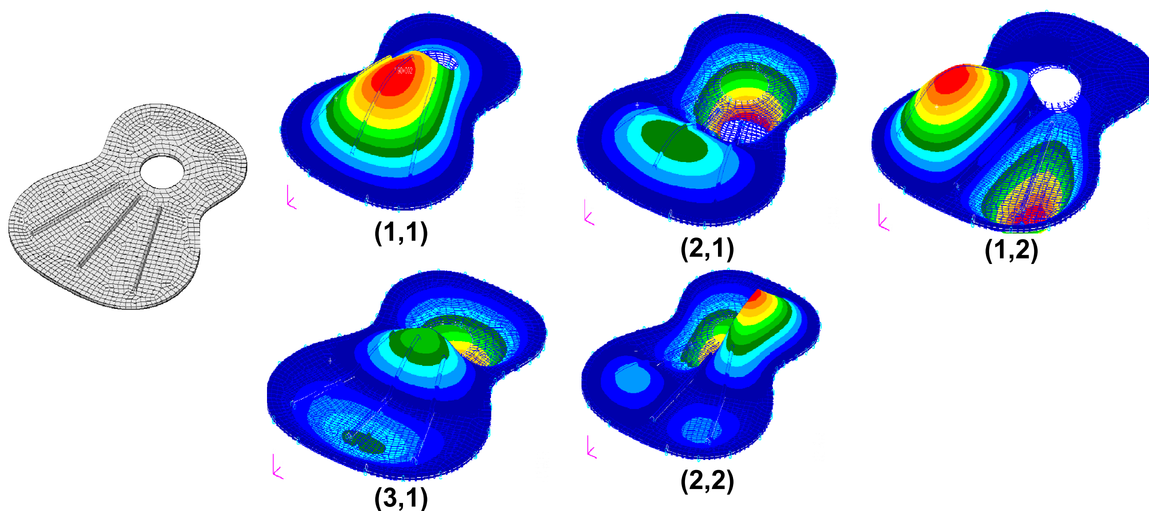


Fig. 5.31. Formele vibratorii în cazul plăcii cu 3 bare radiale

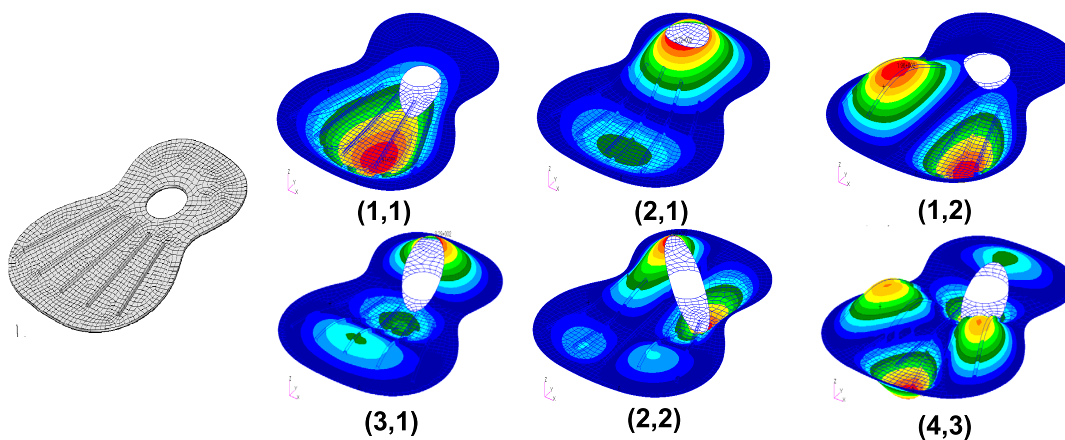


Fig. 5.32. Formele vibratorii în cazul plăcii cu 5 bare radiale

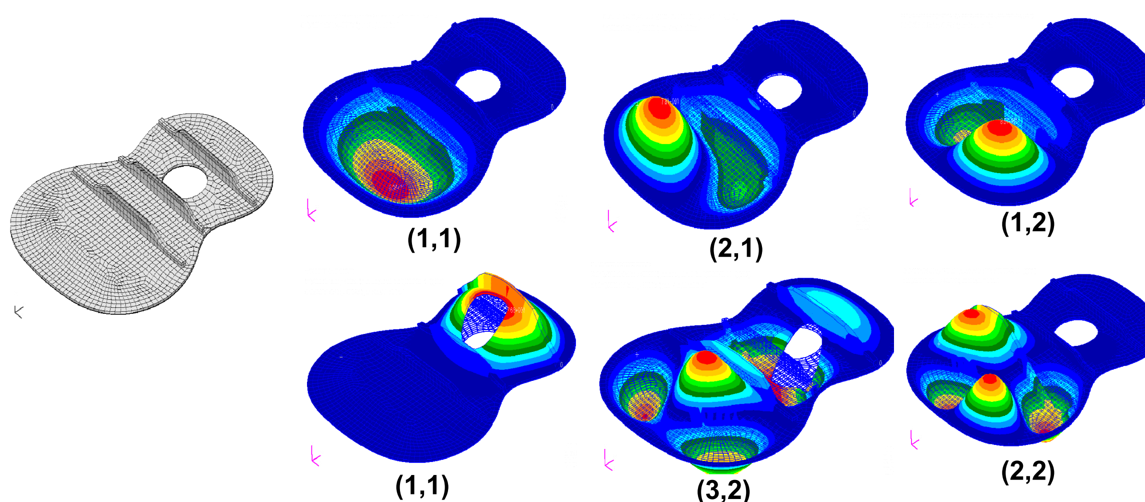


Fig. 5.33. Formele vibratorii în cazul plăcii cu 3 bare transversale

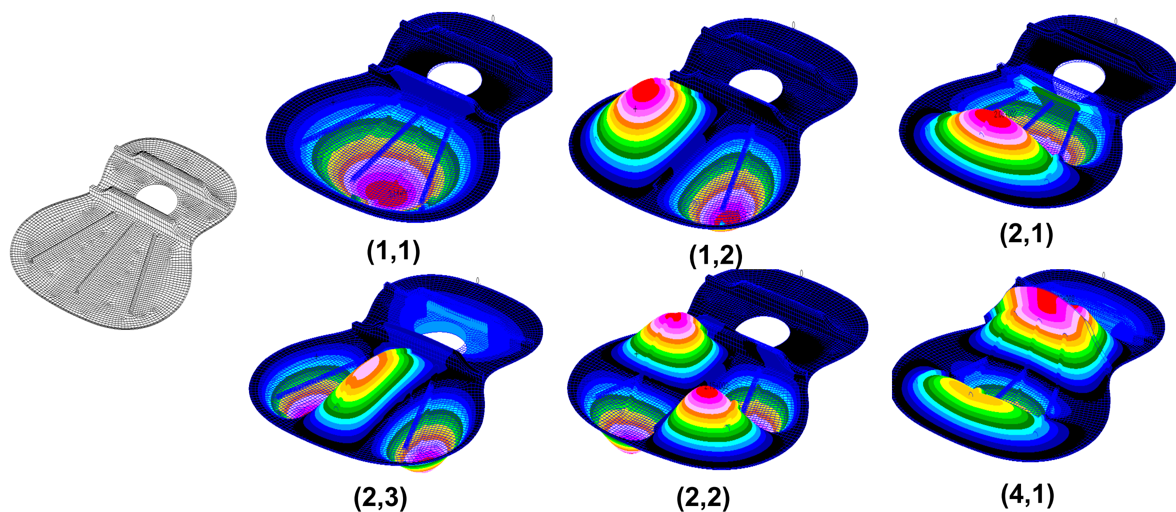


Fig. 5.34. Formele vibratorii în cazul plăcii cu 3 bare radiale şi 2 transversale

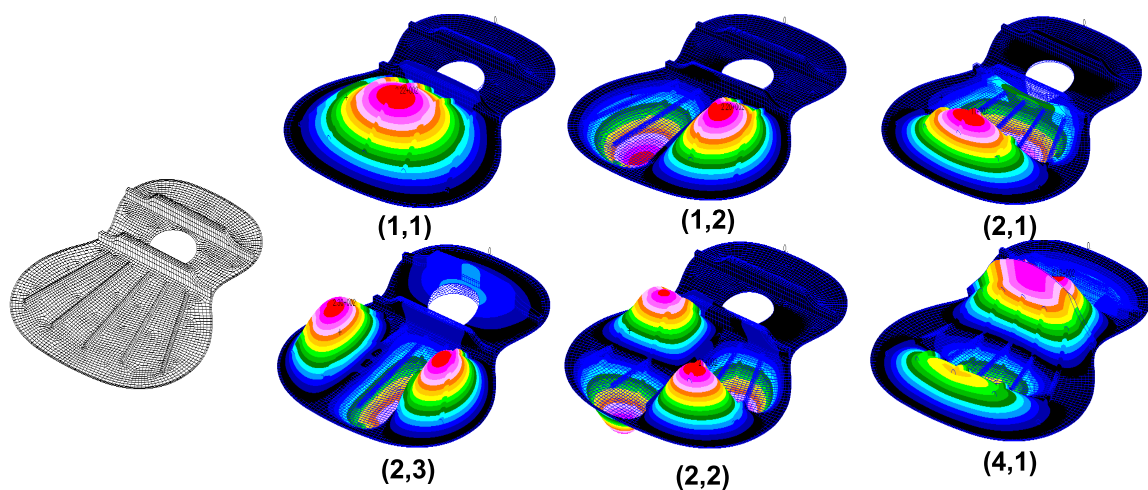


Fig. 5.35. Formele vibratorii în cazul plăcii cu 5 bare radiale şi 2 transversale

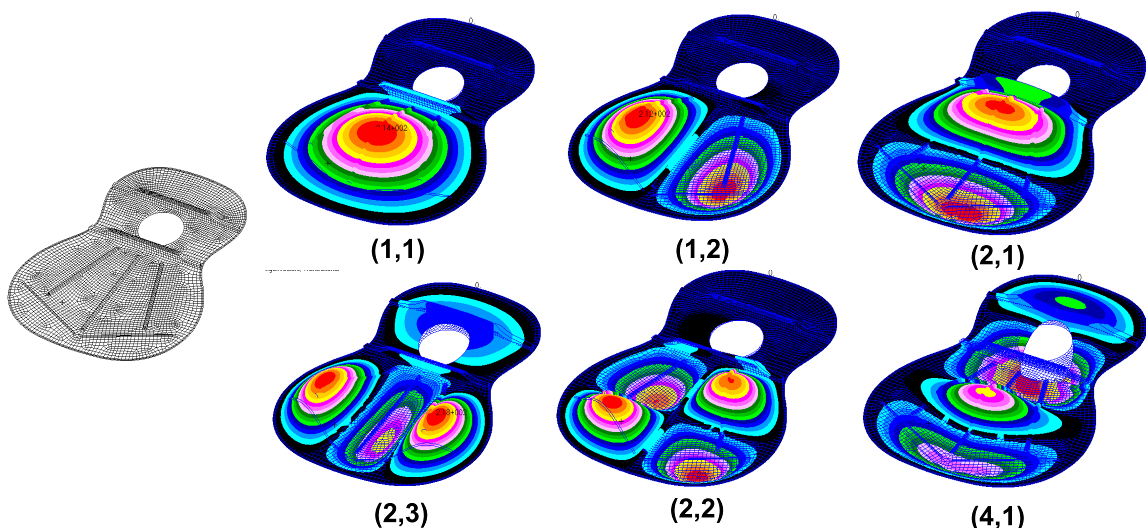


Fig. 5.36. Formele vibratorii în cazul plăcii cu 3 bare radiale, 2 transversale şi 2 oblice

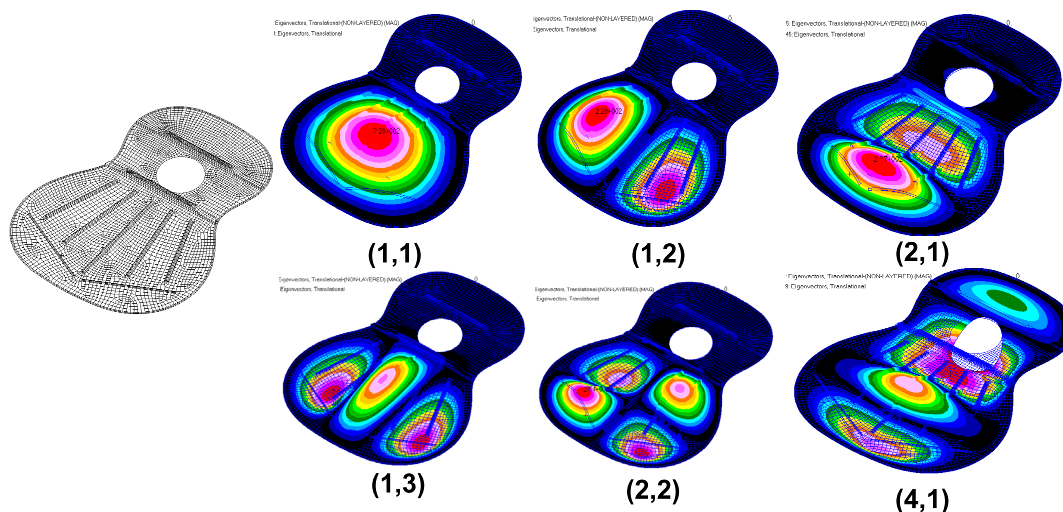


Fig. 5.37. Formele vibratorii pentru primele 6 moduri de vibraţie în cazul plăcii cu 5 bare radiale, 2 transversale şi 2 oblice

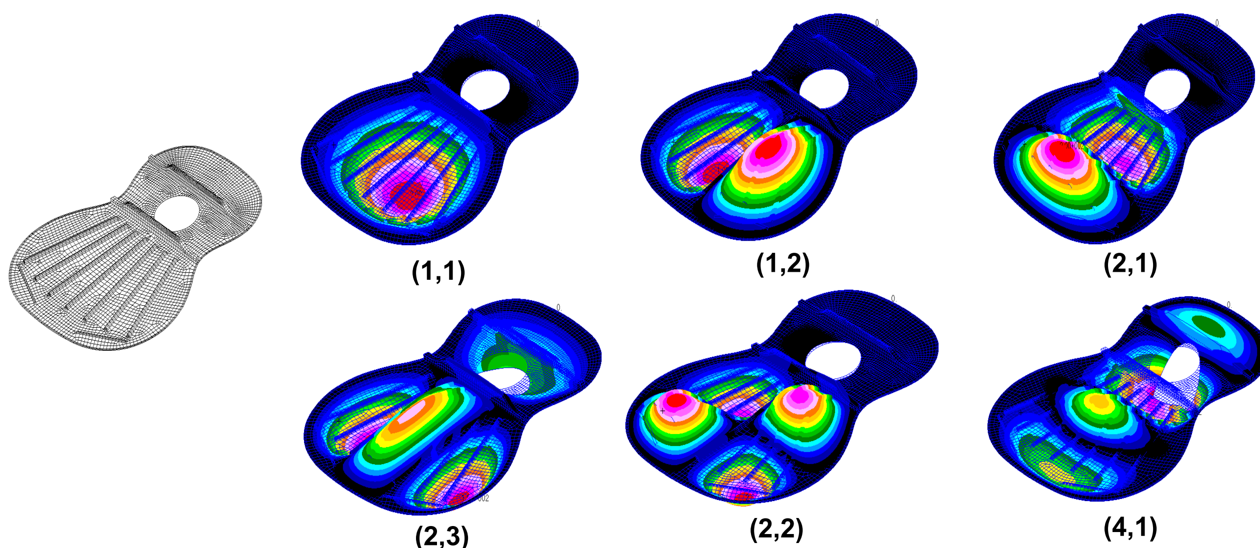


Fig. 5.38. Formele vibratorii în cazul plăcii cu 7 bare radiale, 2 transversale şi 2 oblice

Analizând comparativ modurile de vibraţie obţinute în cazurile de plăci modelate, s-a observat că:

- *Primul mod de vibraţie (1,1) prezintă aceeaşi formă indiferent de structura de rigidizare a plăcii, câmpul de radiaţie fiind mai mare în cazul plăcilor fără elemente de rigidizare transversală (Fig. 5.30, 5.31, 5.32 şi 5.33);*
- *Plăcile fără elemente de rigidizare transversală prezintă al doilea mod de vibraţie de tipul (1,2), comparativ cu celelalte plăci al căror mod este de forma (2,1). În cazul celor din urmă, ventrul de amplitudine se dezvoltă între poziţia cordarului şi bara de rigidizare transversală mediană (poziţionată înainte de rozetă);*
- *Barele transversale de rigidizare modifică modurile proprii şi ordinea formării lor pe placă;*
- *Modurile de vibraţie ale plăcilor cu sistemul complet de bare de rigidizare: bare radiale, oblice şi transversale indiferent de numărul acestora, sunt asemănătoare (Fig. 5.34, 5.35, 5.36 şi 5.37);*

- *În cazul plăcilor fără bare transversale de rigidizare, modurile de vibraţie se formează pe întreaga suprafaţă a plăcii. Pentru celelalte tipuri de plăci, se observă o concentrare a modurilor de vibraţie cu precădere între cordar şi rozetă;*
- *Modurile proprii ale plăcilor nu sunt influenţate semnificativ de grosime şi material (densitate, modul de elasticitate, coeficientul lui Poisson).*

5.3.1.2. Determinarea comportării dinamice a plăcilor la vibraţii forţate

Pentru determinarea răspunsului forţat al plăcilor la acţiunea periodică a unei forţe unitare concentrate ce variază cu frecvenţa cuprinsă în intervalul 20-1000 Hz, s-au considerat următorii parametri:

- grosimea *h=2,5 mm*;
- densitatea ρ= *450 kg/m*^{3};
- coeficientul lui Poisson υ*=0,36;*
- modulul de elasticitate longitudinal (*E= 12000, 14000 MPa*);
- forţa *(F=1N sau F=20 N*) aplicată în nodurile din zona cordarului (zona unde în realitate se transmite vibraţia de la corzi la placa acustică şi cutia sonoră;
- forţa aplicată variază cu periodic în gama de frecvenţă *20-1000 Hz;*
- coeficientul de amortizare *(δ=0,02; 0,04; 0,06);*
- 3 variante de plăci (Fig. 5.39).

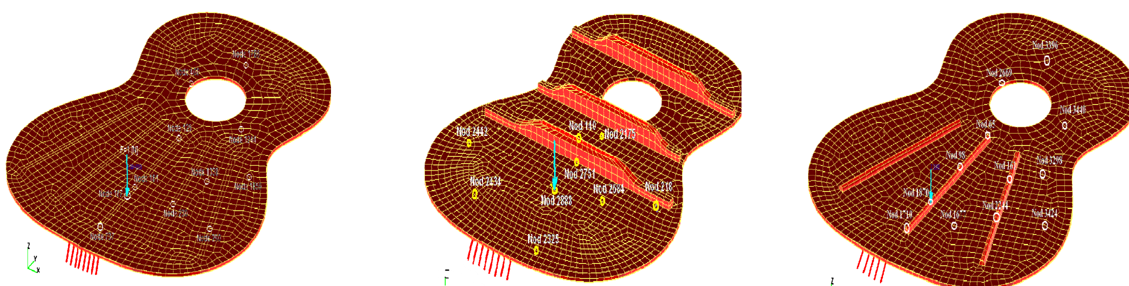


Fig. 5.39. Poziţia nodurilor de pe placă pentru care s-a făcut analiza dinamică

Forţa echivalentă concentrată a fost aplicată într-unul din nodurile aflate în zona cordarului – simulând acţiunea excitatoare a corzilor, iar răspunsul plăcii la vibraţii forţate a fost stabilit după colectarea şi prelucrarea datelor din diferite noduri de pe placă. Din cele peste 3000 de noduri ale plăcilor, s-au stabilit ca semnificative următoarele noduri:

- 4 - 6 noduri de pe axa longitudinală de simetrie a plăcii;
- 6 - 8 noduri de pe axele transversale, între cordar şi rozetă.

În urma rulării programului s-au obţinut numeroase rezultate care au fost prelucrate şi centralizate în grafice.

Influenţa distanţei dintre punctul de aplicaţie al forţei şi punctul de măsurare asupra amplitudinii şi frecvenţelor de rezonanţă a plăcii

În Fig. 5.40. se observă că pentru placa simplă, amplitudinile maxime s-au obţinut la frecvenţa de rezonanţă de 300 Hz, indiferent de poziţia nodurilor faţă de punctul de aplicaţie al forţei. La această frecvenţă, amplitudinea maximă se produce în nodul situat în apropierea găurii acustice şi nu în punctul de aplicaţie al forţei. Fenomenul de rezonanţă se produce şi la frecvenţele de 480 Hz şi 600 Hz. *Amplitudinile scad în nodurile mai îndepărtate de punctul de aplicaţie al forţei pe axa transversală a plăcii*, ceea ce se explică prin faptul că vibraţia se transmite longitudinal, fiind favorizată şi de caracteristicile elastice, iar pe de altă parte este necesară asigurarea unei lăţimi suficient de mare pentru ca vibraţiile să radieze pe o suprafaţă utilă optimă (Fig. 5.41). În Fig. 5.42. se constată că amplitudinile maxime ale nodurilor din jurul rozetei se obţin la frecvenţa de 480 Hz. În urma analizei frecvenţelor de rezonanţă în diferite puncte de pe placă, s-a constatat că toate nodurile plăcii simple rezonează la frecvenţele de 300, 480 şi 660 Hz.

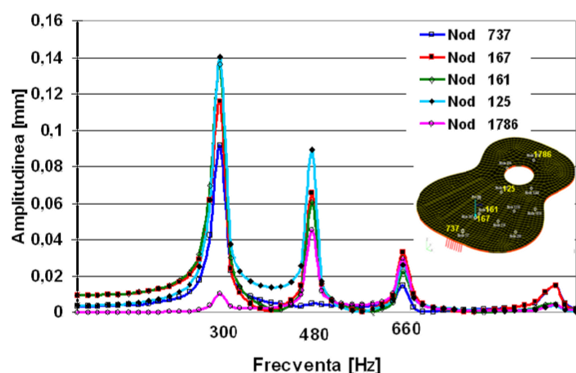


Fig. 5.40. Variaţia amplitudinii de vibraţie în nodurile de pe axa longitudinală a plăcii

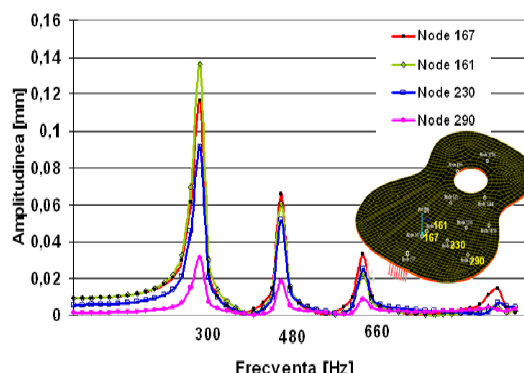


Fig. 5.41. Variaţia amplitudinii de vibraţie cu îndepărtarea faţă de punctul de aplicaţie al forţei

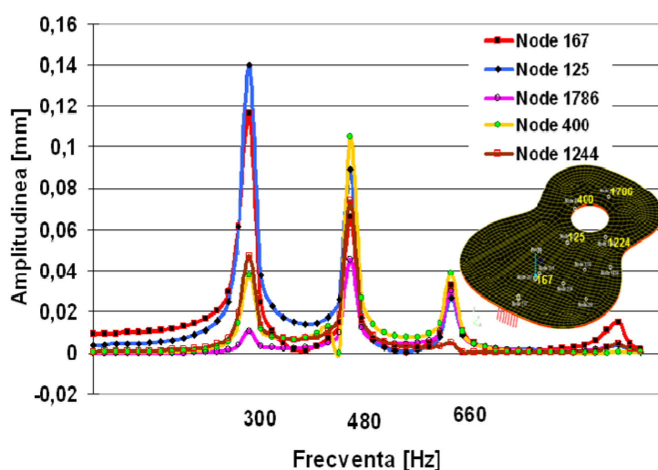


Fig. 5.42. Variaţia amplitudinii de vibraţie a plăcii simple în nodurile din vecinătatea găurii acustice

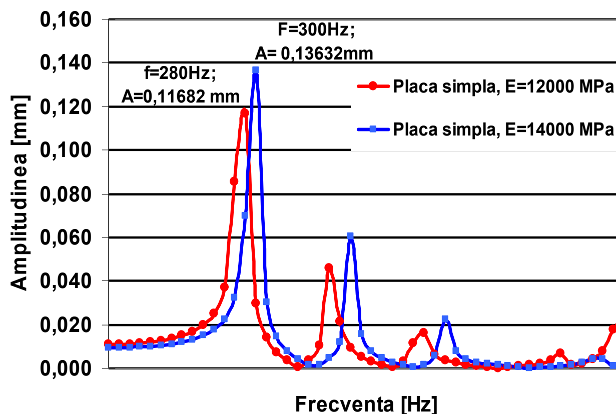


Fig. 5.43. Variaţia amplitudinii în cazul plăcii simple cu module de elasticitate diferită

Influenţa modulului de elasticitate asupra frecvenţelor de rezonanţă şi amplitudinilor vibraţiilor

Ca şi în analiza modală, frecvenţa de rezonanţă este determinată de modulul de elasticitate al materialului plăcii. Astfel, *cu creşterea elasticităţii cu 20%, frecvenţele de rezonanţă se micşorează cu aproximativ 20%, iar amplitudinile scad tot cu aproximativ 20% (Fig. 5.43).*

Influenţa intensităţii forţei asupra amplitudinilor de vibraţie

În cazul multiplicării forţei unitare de 20 ori, se constată ca frecvenţa de rezonanţă rămâne neschimbată, dar amplitudinile se măresc de 20 ori (Fig. 5.44).

Influenţa coeficientului de amortizare asupra răspunsului dinamic al plăcii

În Fig. 5.45. se observă influenţa coeficientului de amortizare al materialului plăcii asupra amplitudinilor de vibraţie: creşterea coeficientului de amortizare duce la amortizarea vibraţiilor, fără a influenţa valoarea frecvenţei de rezonanţă a plăcii. Amortizarea vibraţiilor pentru diferiţi coeficienţi de amortizare se realizează după o lege liniară.

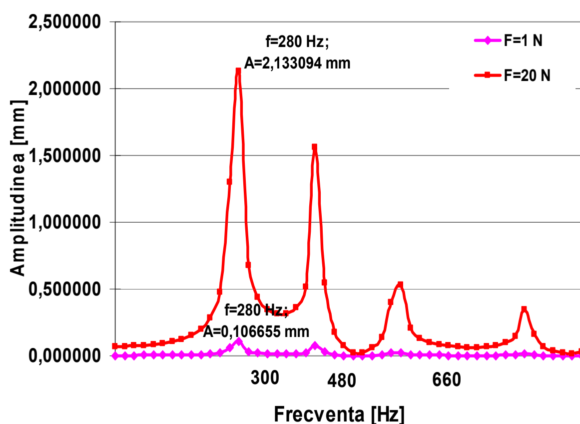


Fig. 5.44. Variaţia amplitudinii în cazul multiplicării forţei unitare de 20 de ori (F=20 N), pentru placa simplă cu E=12000 MPa

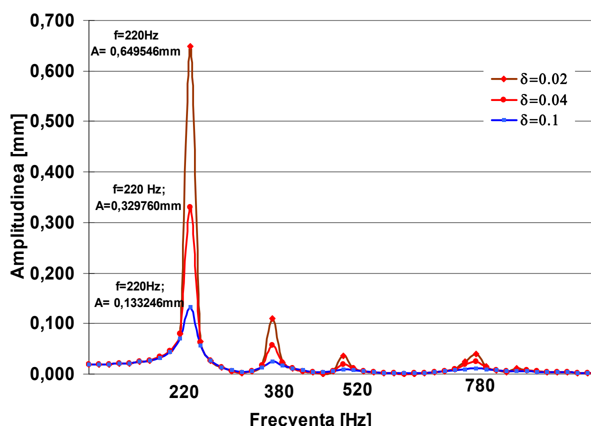


Fig. 5.45. Variaţia amplitudinii în raport cu coeficientul de amortizare

Influenţa sistemului de bare asupra răspunsului în frecvenţă al plăcilor

În mod similar s-a făcut analiza dinamică a plăcilor cu 3 bare radiale şi a celor cu 3 bare transversale, constatându-se că *prezenţa elementelor de rigidizare duce la scăderea frecvenţei de rezonanţă de la 300 Hz (placa simplă) la 220 Hz (Fig. 5.47).*

În Fig. 5.46. este prezentată variaţia frecvenţelor de rezonanţă în raport cu modulul de elasticitate longitudinal. Se observă că *frecvenţa de rezonanţă se micşorează cu aproximativ 10% o dată cu scăderea modulului de elasticitate cu 14%, iar mărimea amplitudinilor în acelaşi nod al plăcii se înjumătăţeşte*.

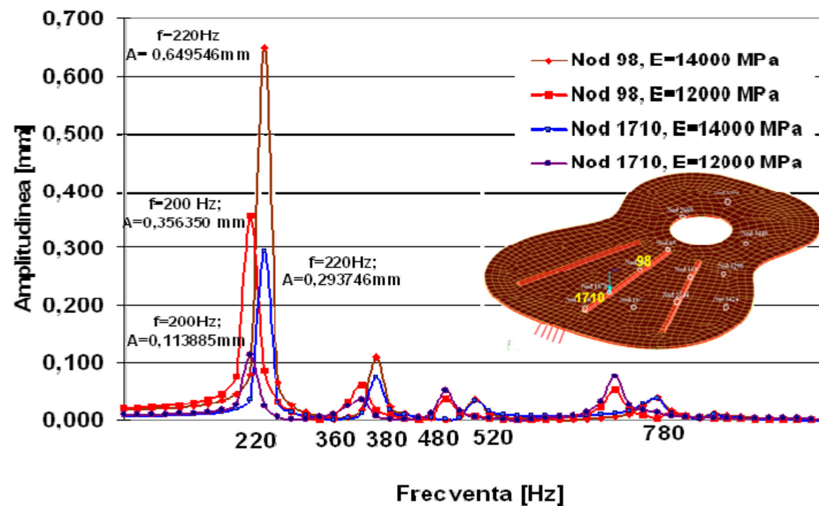


Fig. 5.46. Variaţia amplitudinii şi frecvenţei de rezonanţă cu creşterea modulului de elasticitate

Prin analiza comparativă a răspunsului dinamic al diferitelor structuri de plăci, s-a constatat că *amplitudinile cresc cu creşterea gradului de rigidizare al plăcii*, iar *frecvenţele de rezonanţă scad cu aproximativ 25%* (Fig. 5.47).

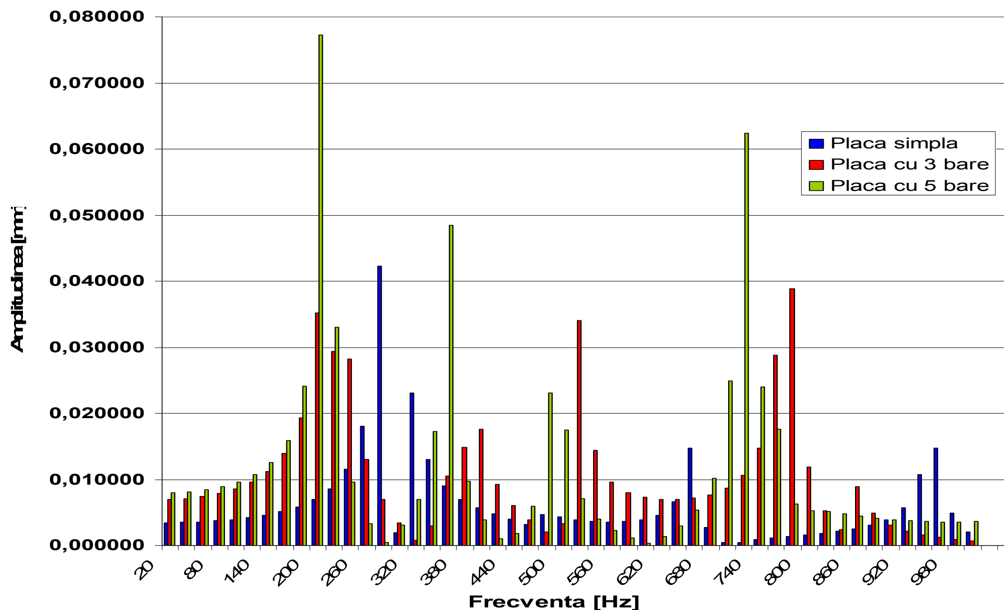


Fig. 5.47. Variaţia amplitudinii vibraţiilor pentru cele trei structuri de plăci analizate în acelaşi nod al structurii

Influenţa frecvenţelor proprii asupra frecvenţelor de rezonanţă

Comparând valorile frecvenţelor fundamentale (FF) cu cele de rezonanţă (FR) în cazurile de plăci analizate, s-a constatat că diferenţele între frecvenţele proprii şi cele de rezonanţă sunt mai mici cu cât placa prezintă mai multe nervuraţii (între prima frecvenţă de rezonanţă şi cea proprie la placa cu 5 bare radiale, diferenţa este de 5% comparativ cu 13% în cazul plăcii cu 3 bare radiale) (Fig. 5.48). În cazul plăcii cu bare transversale, diferenţele între frecvenţele de rezonanţă

şi cele proprii scad cu creşterea frecvenţei, deci placa cu 3 bare transversale răspunde mai bine la frecvenţe înalte, când frecvenţele proprii se suprapun cu cele de rezonanţă.

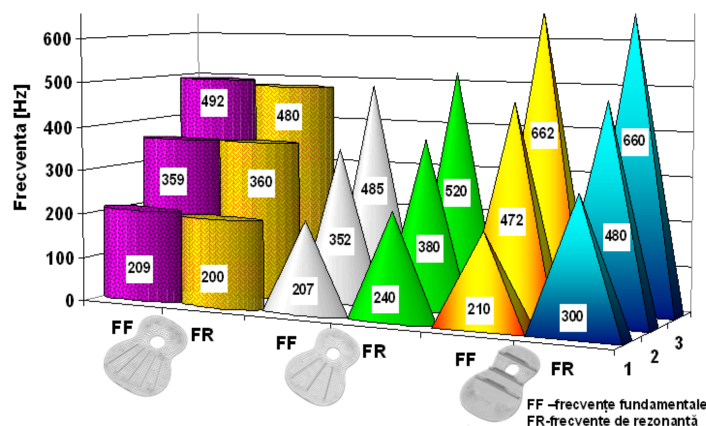


Fig.5.48. Comparaţii între frecvenţele de rezonanţă ale plăcilor cu sisteme de rigidizare diferite, cu E=14000 MPa, h=2,5 mm, ρ= 450 kg/m^3, δ=0,02, υ=0,36

În Fig. 5.49 sunt prezentate selectiv modurile de vibraţie ale plăcii cu trei bare radiale, în care se observă numeroase similitudini cu modurile normale, diferenţa fiind dată de mărimea amplitudinilor de vibraţie şi valoarea frecvenţei la care se formează.

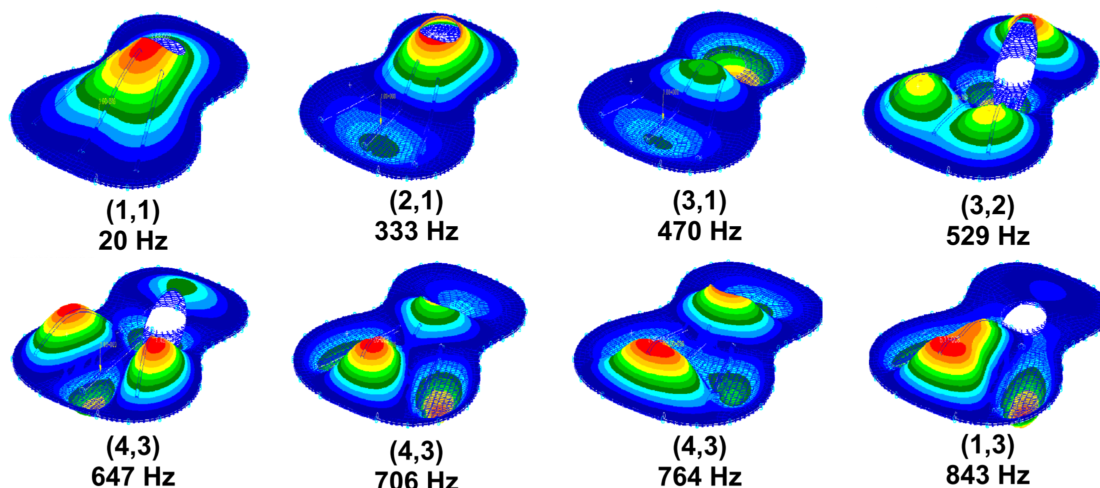


Fig. 5.49. Modurile de vibraţie obţinute la vibraţii forţate în cazul plăcii cu 3 bare de rezonanţă

Cercetările teoretice privind modelarea cu elemente finite a plăcilor de chitară au relevat pe de o parte interdependenţa dintre factorii care influenţează comportarea dinamică a structurilor, iar pe de altă parte a permis realizarea unui număr foarte mare de modelări şi simulări atât din punct de vedere al varietăţii structurale (10 tipuri de plăci analizate), cât şi a varietăţii proprietăţilor de material (densitate, modul de elasticitate longitudinal, coeficient de amortizare etc.). Această activitate constituie, pentru prima oară la noi în ţară, o bază de date despre plăcile de chitară, utilă atât în cercetările teoretice şi experimentale ulterioare, cât şi pentru literatura de specialitate. Deşi se bazează pe un volum de muncă impresionant, cercetările prin metoda elementelor finite referitoare la chitare oferă posibilitatea investigării unui număr mare de tipuri de structuri, economisind consumul de material şi manoperă necesar producerii pieselor reale.

5.4. Modelarea numerică a corpului de chitară – structură din plăci lignocelulozice

Pentru analiza comportării dinamice a cutiei acustice din structura chitarei clasice prin metoda elementelor finite, s-au modelat opt structuri diferite din punct de vedere al elementelor de rigidizare aplicate pe interiorul feței chitarei (Fig. 5.50), respectându-se tipo-dimensiunile practicate la fabrica de instrumente muzicale S.C. Hora S.A. Reghin, Romania. Placa de spate a fost modelată ca o placă cu 3 bare transversale de rigidizare. S-au folosit aceeaşi parametri geometrici şi de material utilizați în modelarea plăcilor ca structuri individuale (Subcapitolul 5.3.1). Legăturile mecanice de tipul încastrării utilizate pentru fixarea corpului de chitară au fost aplicate în extremitățile corpului fiind anulate toate gradele de libertate ale nodurilor.

Analiza dinamică a urmărit:

- Determinarea frecvențelor proprii ale corpurilor de chitară şi a modurilor de vibrație
- Determinarea frecvențelor de rezonanță şi a amplitudinilor de vibrație la vibrații forțate

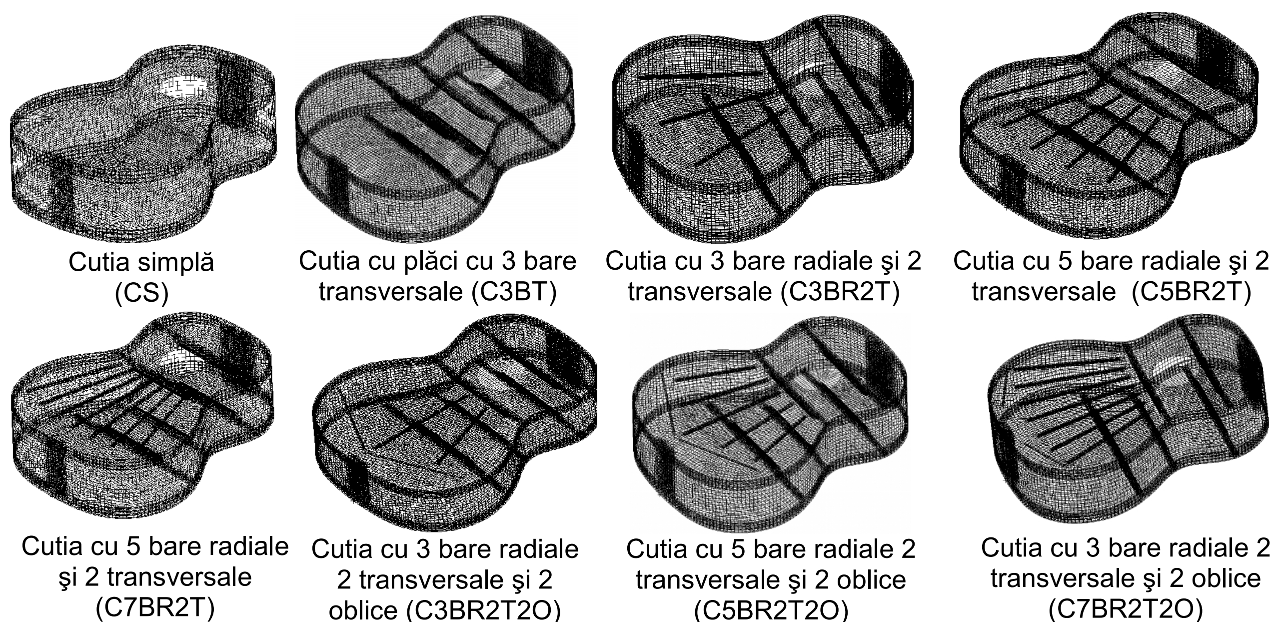


Fig. 5.50. Tipurile de structuri analizate dinamic

5.4.1. Determinarea frecvențelor proprii şi modurilor de vibrație

Pentru fiecare tip de structura s-au determinat primele 10 moduri de vibrație şi frecvențele proprii. În urma varierii parametrilor fizici şi elastici, s-au obținut numeroase valori ale frecvențelor fundamentale şi armonicelor, care sunt centralizate în Tabelele 5.4, 5.5, 5.6 şi 5.7.

Tabelul 5.4.

Valorile frecvenţelor proprii şi a armonicelor corpului de chitară cu plăci simple pentru diferite valori ale modulului de elasticitate şi a densităţii

Cutia cu plăci simple, υ=0,38, h=2,5 mm									
	ρ=500 kg/m^3			ρ=450 kg/m^3			ρ=400 kg/m^3		
Nr. mod	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa
1	177	164	150	187	173	158	198	184	168
2	206	190	174	217	201	183	230	213	194
3	287	266	242	302	280	256	321	297	271
4	325	301	275	343	318	290	364	337	308
5	332	308	281	350	324	296	371	344	314
6	390	361	329	411	380	347	436	404	368
7	411	380	347	433	401	366	459	425	388
8	425	394	360	448	415	379	476	521	402
9	503	466	425	531	491	448	563	669	476
10	646	598	546	681	630	575	722	700	610

Tabelul 5.5.

Valorile frecvenţelor proprii şi a armonicelor corpului de chitară cu plăci cu 3 bare transversale pentru diferite valori ale modulului de elasticitate şi a densităţii

Cutia cu plăci cu 3 bare transversale, υ=0,38, h=2,5 mm									
	ρ=500 kg/m^3			ρ=450 kg/m^3			ρ=400 kg/m^3		
Nr. mod	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa
1	205	190	174	216	200	183	230	212	194
2	315	291	266	332	307	280	352	326	297
3	330	305	279	348	322	294	369	342	312
4	400	370	338	422	390	356	447	414	378
5	533	494	451	562	520	475	596	552	504
6	534	494	451	563	521	475	597	552	504
7	566	524	478	596	552	504	632	585	534
8	577	534	487	608	563	514	645	597	545
9	667	618	564	704	651	595	746	691	631
10	771	714	652	813	753	687	862	798	729

Tabelul 5.6.

Valorile frecvenţelor proprii şi a armonicelor corpului de chitară cu plăci cu 3 bare radiale şi 2 transversale pentru diferite valori ale modulului de elasticitate şi a densităţii

Cutia cu plăci cu 3 bare radiale şi 2 bare transversale, υ=0,38, h=2,5 mm									
	ρ=500 kg/m^3			ρ=450 kg/m^3			ρ=400 kg/m^3		
Nr. mod	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa
1	200	185	169	210	195	178	223	207	189
2	274	254	232	289	263	244	306	284	259
3	336	311	284	354	328	299	375	347	317
4	381	352	322	401	371	339	426	394	360
5	430	398	363	453	420	383	481	445	406
6	556	515	470	586	543	495	622	576	525
7	558	516	471	588	544	497	623	577	527
8	583	540	493	614	569	519	652	603	551
9	669	619	565	705	653	596	748	692	632
10	726	672	614	766	709	647	812	752	686

Tabelul 5.7.

Valorile frecvenţelor proprii şi a armonicelor corpului de chitară cu plăci cu 5 bare radiale şi 2 transversale pentru diferite valori ale modulului de elasticitate şi a densităţii

Cutia cu plăci cu 5 bare radiale şi 2 bare transversale, υ=0,38, h=2,5 mm									
Nr. mod	ρ=500 kg/m³			ρ=450 kg/m³			ρ=400 kg/m³		
	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa	E=14000 MPa	E=12000 MPa	E=10000 MPa
1	198	184	168	209	194	177	222	205	187
2	275	255	233	290	269	245	308	285	260
3	330	306	279	348	322	294	369	342	312
4	380	352	322	401	371	339	425	394	359
5	429	397	362	452	418	382	479	444	405
6	557	516	471	588	544	497	593	577	527
7	557	516	451	588	544	497	623	577	527
8	593	549	501	625	578	528	663	613	560
9	670	620	566	706	654	597	749	693	633
10	729	675	616	768	711	649	815	754	688

Influenţa densităţii materialului din structura plăcilor de chitară asupra frecvenţelor proprii

Creşterea *densităţii materialelor plăcilor din structura corpului de chitară (cu 20%) duce la scăderea valorilor frecvenţei fundamentale cu 10%,* iar *creşterea modulului de elasticitate longitudinal cu 30% duce la creşterea frecvenţelor proprii cu 15%.* Această lege de variaţie este valabilă pentru toate tipurile de sisteme de rigidizare a structurilor din plăci. În Fig. 5.51, 5.52, 5.53 şi 5.54 sunt prezentate variaţiile frecvenţelor proprii în raport cu densitatea şi modulul de elasticitate pentru diferite tipuri de cutii acustice.

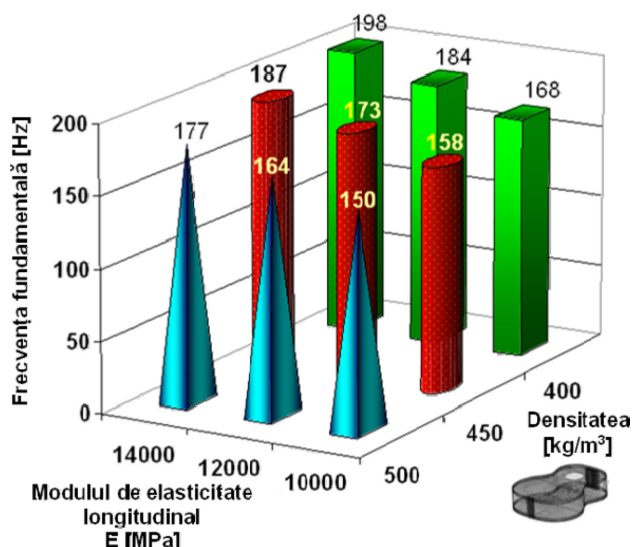


Fig. 5.51. Variaţia frecvenţelor fundamentale în raport cu densitatea şi modulul de elasticitate longitudinal – cutia cu plăci simple

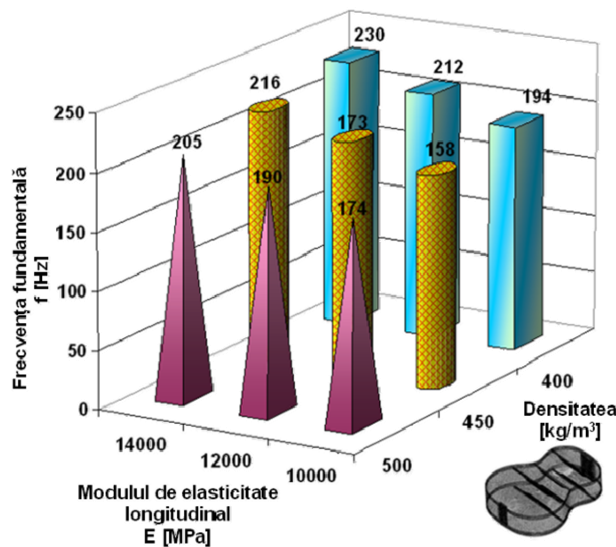


Fig. 5.52. Variaţia frecvenţelor fundamentale în raport cu densitatea şi modulul de elasticitate longitudinal – cutia cu plăci cu bare transversale

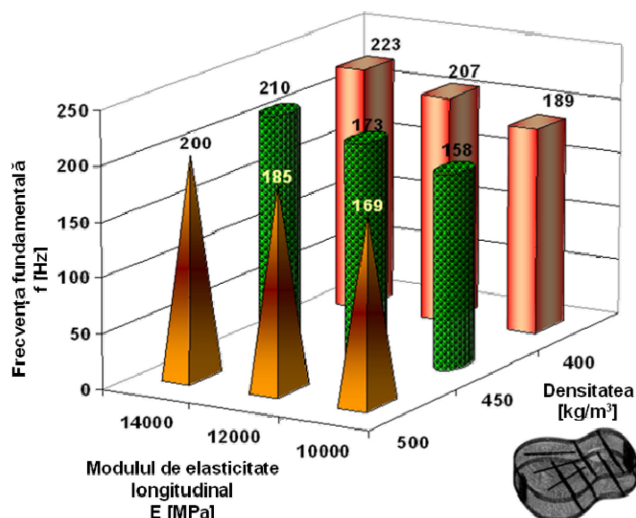


Fig. 5.53. Variaţia frecvenţelor fundamentale în raport cu densitatea şi modulul de elasticitate longitudinal – cutia cu plăci cu 3 bare radiale şi 3 bare transversale

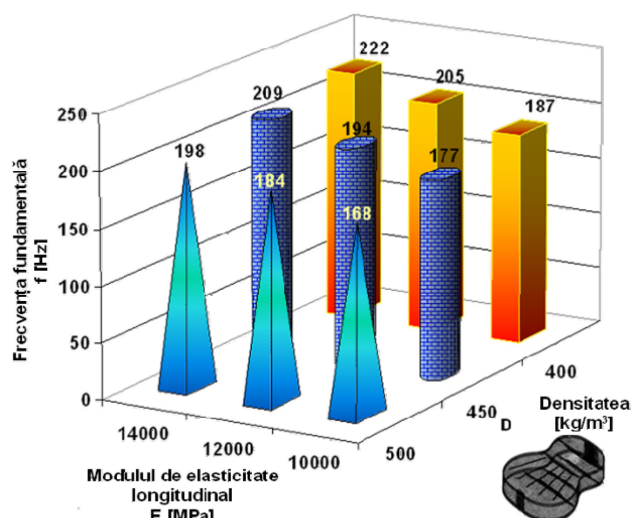


Fig. 5.54. Variaţia frecvenţelor fundamentale în raport cu densitatea şi modulul de elasticitate longitudinal – cutia cu plăci cu 3 bare radiale şi 3 bare transversale

Influenţa sistemului de bare asupra frecvenţelor proprii ale corpurilor de chitară

Comparând valorile frecvenţelor proprii ale corpurilor de chitară cu sisteme diferite de rigidizare, se observă că rigidizarea plăcilor duce la creşterea frecvenţelor proprii ale primului mod de vibraţie de la 187 Hz frecvenţa fundamentală în cazul cutiei cu plăci simple (CS), la 271 Hz frecvenţa proprie a cutiei cu 7 bare radiale, 2 transversale şi 2 oblice (C7BR2T2O), respectiv la o diferenţă de 30% (Fig. 5.55). *Adăugarea barelor radiale pe faţa rigidizată cu elementele transversale duce la o scădere a frecvenţelor proprii cu aproximativ 4%.*

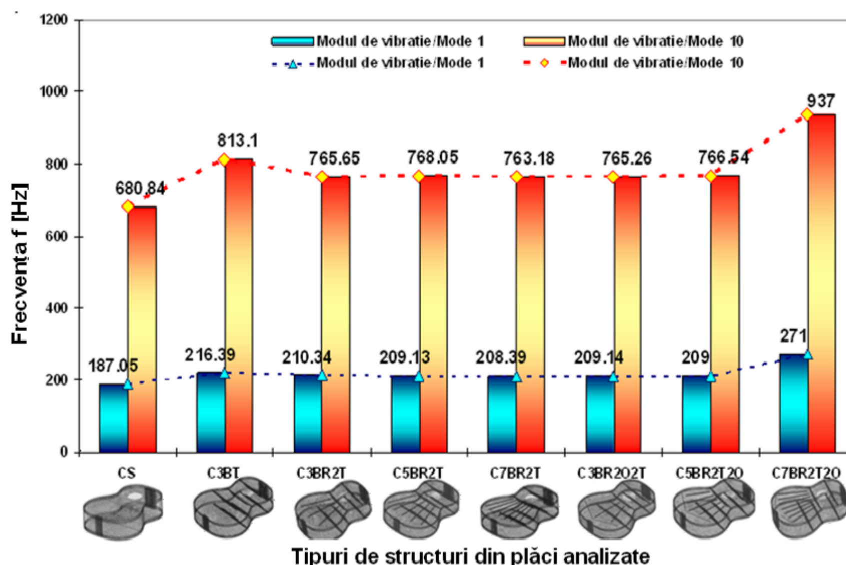


Fig. 5.55. Variaţia frecvenţelor proprii ale cutiilor acustice cu sisteme de rigidizare diferite, pentru E=14000 MPa, h=2,5 mm, ρ= 450 kg/m^3, δ=0,02, υ=0,36

Se constată *că frecvenţele fundamentale pentru corpurile cu bare radiale şi oblice au valori apropiate, ceea ce presupune că se atinge o valoare limită indiferent de gradul de rigidizare ale*

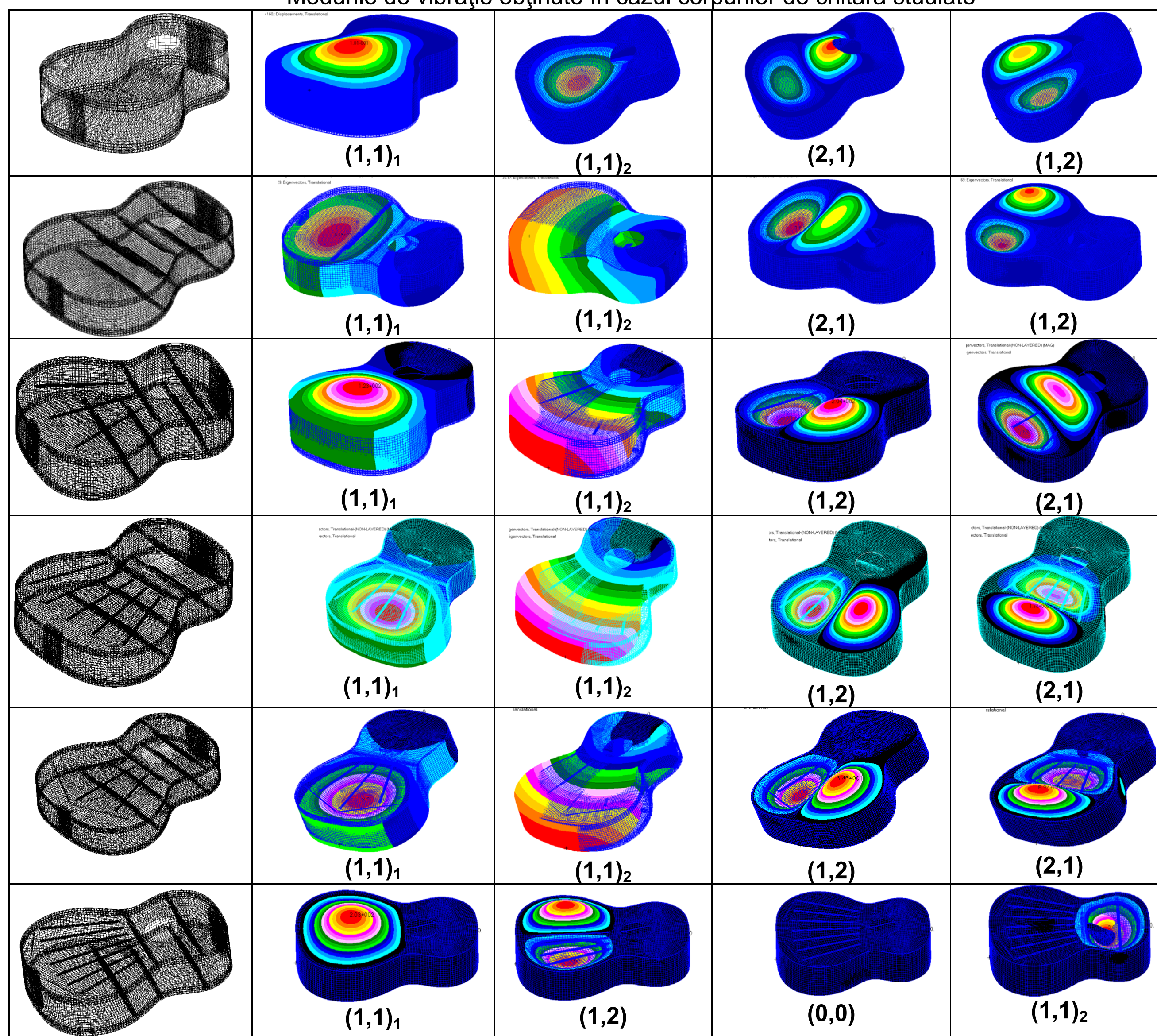
cutiilor, după care se constată o creştere bruscă a frecvenţei proprii cu creşterea rigidităţii corpului de chitară. Pentru modul 10 de vibraţie, variaţia frecvenţelor pentru structurile analizate este similară cu cea a primului mod, iar diferenţele procentuale sunt tot în jurul valorii de 30% (frecvenţa cutiei cu 7 bare radiale, 2 oblice şi 2 transversale a crescut cu 28% faţă de corpul din plăci simple). Cunoaşterea frecvenţelor proprii ale corpului de chitară prezintă importanţă practică deoarece s-a constatat că din punct de vedere acustic şi muzical frecvenţele joase şi medii (în intervalul 80-380 Hz) sunt răspunzătoare de radiaţia sunetului prin structura chitarei.

Influenţa sistemului de bare de rigidizare asupra modurilor proprii ale corpurilor de chitară

În Tabelul 5.8. sunt prezentate formele vibratorii ale corpurilor de chitară cu diferite tipuri sisteme de rigidizare, în ordinea formării lor, pentru primele 4 moduri de vibraţie .

Tabelul 5.8.

Modurile de vibraţie obţinute în cazul corpurilor de chitară studiate



În Tabelul 5.8 se observă *că primul mod de vibraţie este similar pentru toate tipurile de cutii*. Se constată o diferenţă sensibilă în ceea ce priveşte mărimea ventrului de amplitudine şi forma acestuia. În cazul cutiei simple, ventrul de amplitudine tinde spre o formă eliptică alungită către rozetă, pe când în celelalte cazuri – prevăzute cu bare transversale, forma este aproximativ circulară, limitată de prima bară transversală poziţionată înaintea rozetei.

La toate cutiile, cu excepţia celei fără bare de rigidizare şi a celei mai rigidizate cutii (cu 7 bare radiale, 2 oblice şi 2 transversale), apare *modul de vibraţie de torsiune*.

Ca şi în cazul plăcilor cu acelaşi sistem de bare, se constată că adăugirea barelor radiale pe interiorul plăcii de faţă a cutiei de chitară duce la *inversarea ordinii de apariţie a modului de vibraţie (2,1) specific la cutiile fără bare radiale în modul de vibraţie (1,2) în cazul cutiilor cu bare radiale.*

Influenţa complexităţii structurii (corpul de chitară) asupra formelor modale

Modurile de vibraţie ale feţei cutiilor devin din ce în ce mai complexe cu creşterea numărului armonicelor şi cu creşterea gradului de complexitate al sistemului de rigidizare. *Faţa şi spatele corpului chitarei prezintă moduri şi frecvenţe diferite de vibraţie* aşa cum se poate observa în Tabelul 5.9 unde sunt prezentate modurile 5, 6, 7 şi 8. Ca efect al fixării plăcilor de faţă şi spate de eclise, apar undele staţionare prin suprapunerea undelor directe peste cele reflectate. Acestea generează armonicele superioare (Curtu și Stanciu 2008 – [C26], [C29]).

Tabelul 5.9.
Comparaţii între modurile proprii ale plăcilor ca structuri individuale şi a celor din componenţa cutiei acustice a chitarei (Curtu și Stanciu 2008 –[C29])

Placa - structură individuală	**(2,3)**	**(2,2)**	**(4,0)**	**(5,3)**
Corp - faţa	**(0,2)**	**(2,0)**	**(0,2)**	**(2,0)**
Corp - spate	**(0,2)**	**(2,0)**	**(0,2)**	**(3,0)**

Din Tabelul 5.9 se observă că dinamica cutiei de chitară diferă de cea a plăcilor analizate ca structuri individuale, fapt care se datorează pe de o parte noilor condiţii de contur create prin ataşarea plăcilor de eclise (pereţii laterali ai cutiei), a gradului ridicat de rigidizare cât şi datorită fenomenelor aerodinamice din interiorul cavităţii care duc la “întârzierea” transmiterii vibraţiei de la placa de faţă la cea de spate şi eclise.

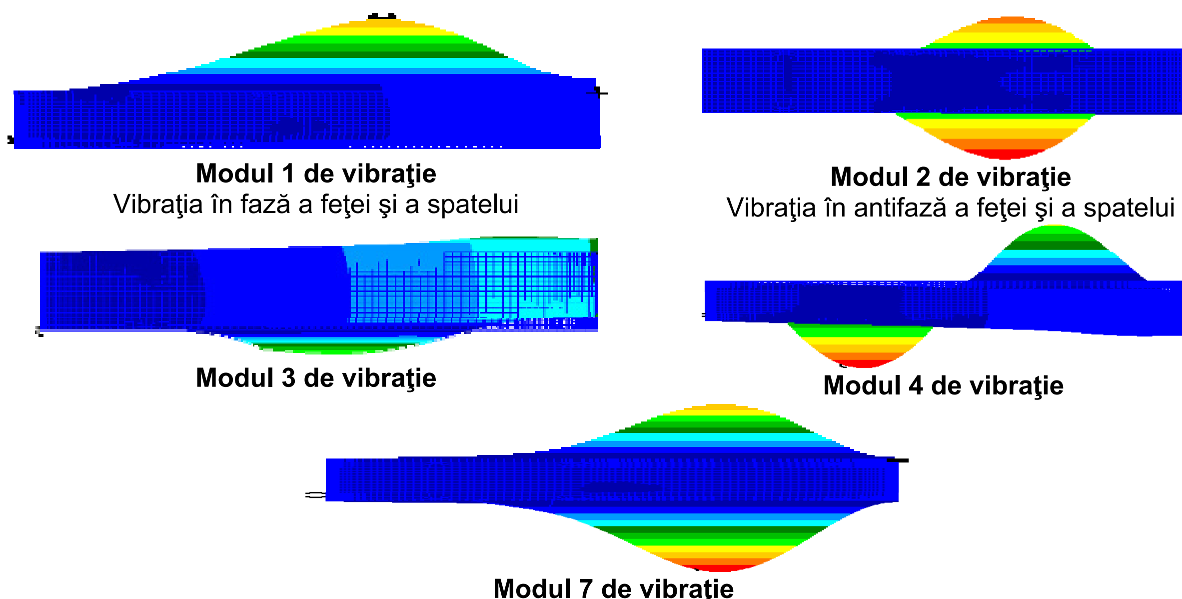


Fig. 5.55. Mişcarea în fază şi antifază a plăcilor din structura cutiei simple

Modelarea cutiilor apropie simularea vibraţiilor de fenomenul real. Plăcile ca structuri individuale intră în vibraţie la frecvenţe mai înalte decât plăcile cuplate în corpul de chitară şi formează moduri proprii mai complexe. Armonicele superioare ale plăcilor ating frecvenţe cu valori mai mari de până la 20% decât cele similare din structura cutiilor acustice. Spre deosebire de plăcile individuale, în analiza modală a cutiei acustice se observă apariţia fenomenelor de interacţiune între fluid şi solid, respectiv vibraţia plăcilor în fază şi antifază (Fig. 5.55). Aceste fenomene stau la baza funcţionării şi utilizării corpului acustic ca sistem rezonator în cazul instrumentelor cu corzi ciupite (chitara) sau cu arcuş (vioara).Fenomenul propagării undelor staţionare începe cu placa de faţă şi spate în fază, placa de faţă având amplitudini mai mari, apoi se produce defazajul vibraţiei plăcilor, acestea ajungând în antifază. Procesul se reia pentru modurile superioare (1,1), (0,2), (2,0), (2,2), în acest caz, producându-se la nivelul fiecărei plăci ventre de amplitudine aflate în fază şi/sau antifază (Fig. 5.49). Din compunerea acestor procese structurale şi aeroacustice, rezultă diversitatea timbrului sonor şi a gamelor de frecvenţe pe care cutia acustică este capabilă să o amplifice (Curtu și Stanciu 2008 –[C29]). În Fig. 5.56 se observă că, în funcţie de sistemul de rigidizare, plăcile din structura cutiilor de chitară vibrează în antifază la frecvenţe şi moduri diferite. Acest fenomen, cunoscut în literatura de specialitate şi sub denumirea de *mod de respiraţie* apare la frecvenţe relativ joase pentru cutiile cu număr mai mare de elemente de rigidizare, comparativ cu structurile din plăci simple.

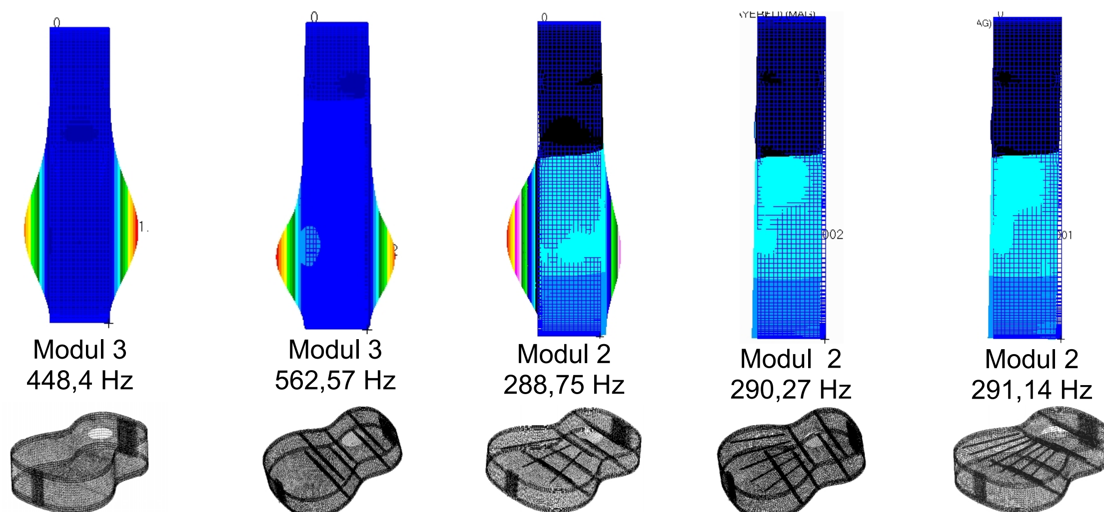


Fig. 5.56. Comparaţii între mişcarea de antifază a plăcilor corpului de chitară pentru diferite cutii analizate

Influenţa materialului barelor de rezonanţă (modulul de elasticitate longitudinal) asupra modurilor şi frecvenţelor proprii

Varietatea sistemelor de bare (ca număr şi mod de dispunere) s-a dezvoltat de-a lungul ultimelor decenii din dorinţa lutierilor de îmbunătăţire a calităţii acustice şi estetice a chitarei, precum şi a creşterii fiabilităţii în timp. Una din preocupările actuale ale lutierilor este găsirea unui sistem de rigidizare care să răspundă deopotrivă problemelor de rezistenţă cât şi problemelor de solicitări ciclice armonice – vibraţiile chitarei (Curtu și Stanciu 2009 – [C32]). Astfel, în prezent se pune problema utilizării combinaţiilor de materiale – de acelaşi tip (lemn din specii diferite) sau de altă natură (lemn/compozite pe bază de carbon sau fibră de sticlă) (Cerbu, 2007). Din acest punct de vedere s-a modelat structura corpului de chitară cu 5 bare radiale şi 2 transversale pe placa de faţă, simulând materiale diferite ale barelor radiale: *lemn de molid* (E= 14000 MPa), *fibră de sticlă* (E=75000 MPa) sau *fibră de carbon* (E=250000 MPa). Restul elementelor constructive au fost păstrate cu aceleaşi caracteristici geometrice şi de material specifice chitarei reale. S-au realizat simulări ale materialelor propuse pentru sistemul de bare, determinându-se comportarea dinamică a structurilor din plăci. În Tabelul 5.10 sunt redate valorile frecvenţelor proprii obţinute cu FEM pentru structurile din plăci cu bare de rigidizare din materiale compozite.

Tabelul 5.10.

Valorile comparative ale frecvenţelor proprii şi a armonicelor pentru diferite materiale ale barelor de rezonanţă cazul corpului de chitară cu 5 bare radiale şi 2 transversale

Modul de vibraţie	Lemn			Fibră de sticlă	Fibră de carbon
	E=10000 MPa	E=12000 MPa	E=14000 MPa	E=75000 MPa	E=250000 MPa
1	187	205	221	205	209
2	260	285	307	287	310
3	312	342	369	338	339
4	359	393	425	366	474
5	405	443	479	429	500
6	526	576	423	493	500

Tabelul 5.10. (Continuare)

7	526	576	623	500	648
8	559	613	662	634	699
9	632	693	748	661	758
10	688	754	814	728	760

Fig. 5.57 prezintă variaţia frecvenţelor fundamentale în cazul corpului de chitară cu 5 bare radiale şi 2 transversale din materiale lignocelulozice şi compozite. În urma analizei structurale se poate deduce faptul că utilizarea fibrei de carbon sau a fibrei de sticlă nu influenţează valorile frecvenţelor proprii ale cutiei, de aceea aceste materiale sunt deja utilizate de unii manufacturieri în construcţia instrumentelor muzicale cu corzi. Dacă din punct de vedere structural, aceste materiale compozite nu duc la modificări majore, totuşi ele pot influenţa acustica instrumentului, fiind necesare investigaţii în acest sens.

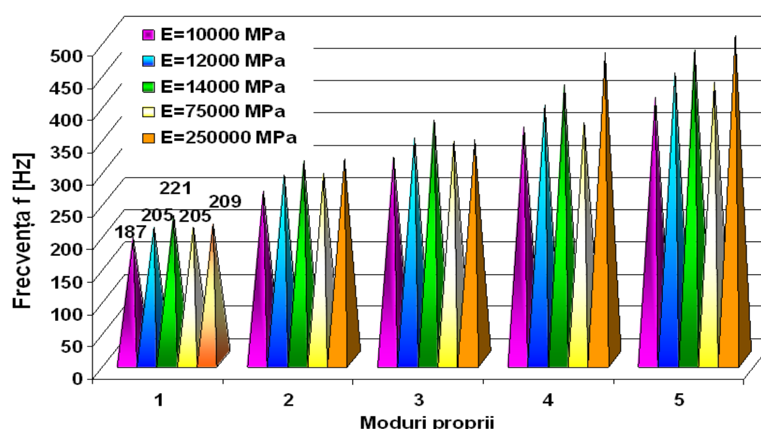


Fig. 5.57. Comparaţii între frecvenţele proprii ale corpurilor cu nervuraţii din materiale diferite

În Tabelul 5.11 sunt prezentate comparativ modurile proprii obţinute pentru acelaşi sistem de rigidizare al feţei corpului de chitară, dar din materiale cu proprietăţi elastice diferite. Din Tabelul 5.11 se observă că *modurile de vibraţie diferă ca formă* şi *mărime în cazul celor trei tipuri de materiale* utilizate în construcţia barelor de rezonanţă. Cele trei tipuri de cutii, deşi prezintă acelaşi număr de bare şi aceeaşi dispunere, au o comportare dinamică diferită datorită creşterii valorii modului de elasticitate longitudinal al sistemului de bare, în condiţiile păstrării celorlalţi parametrii constanţi.

Astfel, *primul mod de vibraţie este similar tuturor structurilor*, *atât pentru faţă cât şi pentru spate*. Al doilea mod vibrator prezintă aceleaşi forme ale liniilor nodale pentru plăcile de faţă în toate cele trei cazuri de materiale folosite; în schimb, odată cu creşterea modulului de elasticitate cu valori de peste 5 ori – specific fibrei de sticlă (E=75 000 MPa) şi de carbon (E=250 000 MPa), se constată că primele diferenţe cantitative apar în formelor vibratorii ale spatelui de chitară. Analizând comparativ toate formele modale din Tabelul 5.11, se observă că *tipul de material din structura barelor de rezonanţă influenţează cu precădere răspunsul dinamic al spatelui de chitară,*

respectiv transmiterea vibraţiilor de la faţa chitarei la placa de spate şi eclise. Între liniile nodale ale structurilor cu inserţii de fibră de sticlă şi cele de carbon nu se constată diferenţe notabile, deci de la o anumită valoare a modulului de elasticitate, comportarea dinamică este similară

Tabelul 5.11.

Harta distribuţiei liniilor nodale în cazul corpului de chitară cu sistemul de rigidizare format din 5 bare radiale şi 2 transversale, din materiale cu proprietăţi diferite

E=14000 MPa		**E=75000 MPa**		**E=250000 MPa**	
Faţă	**Spate**	**Faţă**	**Spate**	**Faţă**	**Spate**
(1,1)	**(1,1)**	**(1,1)**	**(1,2)**	**(1,1)**	**(1,2)**
(2,1)	**(2,1)**	**(2,1)**	**(2,1)**	**(2,1)**	**(1,2)**
$(3, 1)_1$	**$(1,3)_1$**	**$(3,1)_1$**	**$(3,3)_1$**	**$(3,1)_1$**	**$(1, 3)_1$**
$(3,1)_2$	**(1,2)**	**$(3,1)_2$**	**(1,4)**	**$(3,1)_2$**	**(1, 2)**
(1,2)	**(1,2)**	**(1,3)**	**(1,5)**	**(1,3)**	**(1,5)**

5.4.2. Determinarea frecvenţelor de rezonanţă şi amplitudinilor de vibraţii ale structurilor din plăci prin metoda elementelor finite

Similar analizei dinamice a plăcilor ca structuri individuale, s-a realizat analiza dinamică a corpurilor de chitară ce a avut ca obiectiv determinarea răspunsului în frecvenţă al cutiilor modelate conform Fig. 5.58, la acţiunea periodică a unei forţe unitare (*F=1 N*) concentrate ce variază cu

frecvenţa cuprinsă în intervalul 20-1000 Hz. Valorile modulului de elasticitate E şi ale densităţii ρ au fost cele utilizate şi în analiza modală. Forţa de excitaţie a fost aplicată în zona cordarului, respectiv în nodul P1 conform Fig. 5.58 a. Răspunsul dinamic al fiecărei structuri a fost analizat în punctele de pe placa de faţă, spate şi lateralele cutiilor aşa cum se poate observa în Fig. 5.58 a, b şi c.

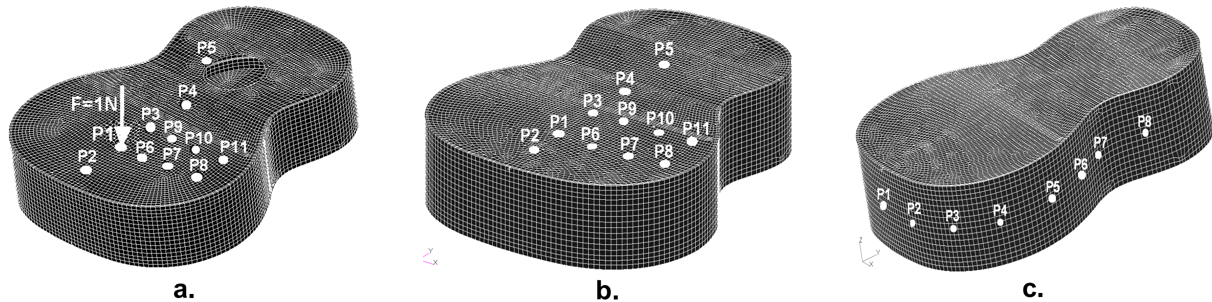
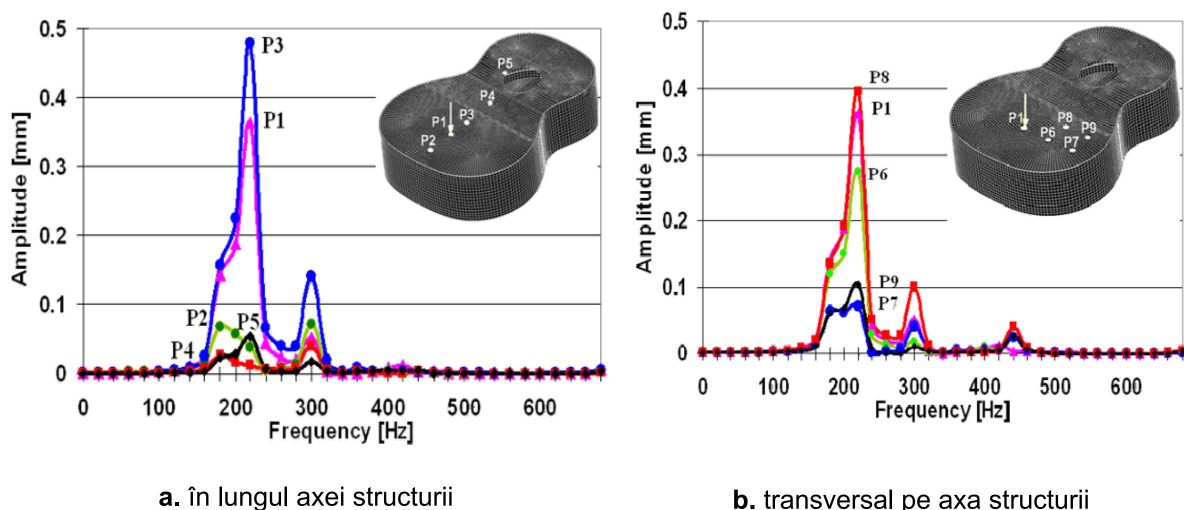


Fig. 5.58. Dispunerea nodurilor analizate

Din analiza răspunsului în frecvenţă a punctelor de pe placa de faţă, indiferent de modul de depunere a nervuraţiilor, s-au observat următoarele aspecte:

- Cutia răspunde la mai multe frecvenţe de rezonanţă;
- Prima frecvenţă de rezonanţă a plăcii de faţă din construcţia cutiei este între 200 şi 220 Hz, în funcţie de sistemul de nervuraţii ale plăcii; a doua frecvenţă de rezonanţă este 300 Hz.

Amplitudinea maximă se obţine în punctele învecinate (P3) punctului de aplicaţie a forţei (P1) şi zona dintre punctul de impedanţă şi rozetă (gaura acustică) (Fig. 5.59);



a. în lungul axei structurii **b.** transversal pe axa structurii

Fig. 5.59. Variaţia amplitudinii în punctele analizate de pe placa de faţă a cutiei acustice

- Amplitudinea vibraţiei scade atât în lungul cât şi pe lăţimea axei cutiei;
- Comportarea dinamică a plăcii inferioare (spatele) diferă de placa de faţă atât prin valorile frecvenţelor de rezonanţă cât şi prin mărimea amplitudinilor (Fig. 5.60. a);
- Amplitudinile de vibraţie ale spatelui sunt de aproximativ 4 ori mai reduse decât ale plăcii de faţă (Fig. 5.60. b).

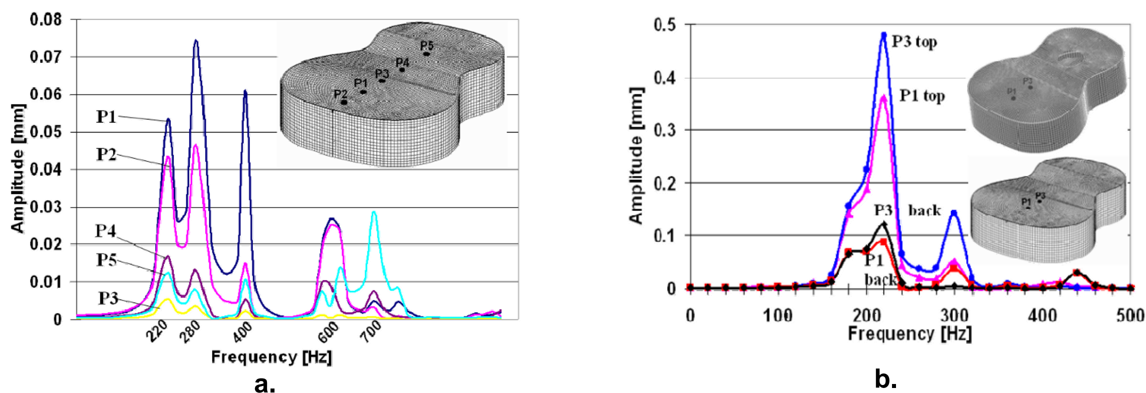


Fig. 5.60. Variaţia amplitudinilor de vibraţie în cazul spatelui cutiei acustice

În Fig. 5.61 sunt reprezentate grafic variaţiile amplitudinilor în punctele măsurate pe faţa, spatele şi lateralele cutiei cu bare transversale. Se constată că plăcile răspund la frecvenţele de rezonanţă diferite: 200; 220; 280; 300; 620 Hz.

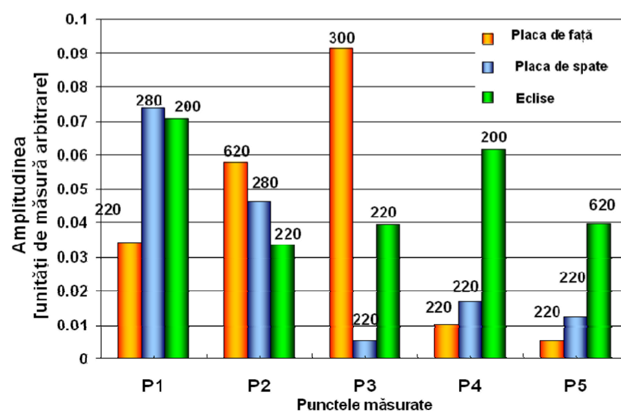


Fig. 5.61. Frecvenţele de rezonanţă ale părţilor componente ale cutiei preluate în diferite noduri, în urma analizei cu FEM

Comparând cutiile cu diferite sisteme de rigidizare (Fig. 5.62), se observă că amplitudinile maxime se obţin în cazul cutiei cu plăci fără nervuraţii (simple), aspect care este avantajos din punct de vedere acustic, dar neviabil din punct de vedere al rezistenţei plăcii de faţă. De aceea optimizarea va urmări echilibrul dintre cele două cerinţe simultane: rezistenţă şi elasticitate mare.

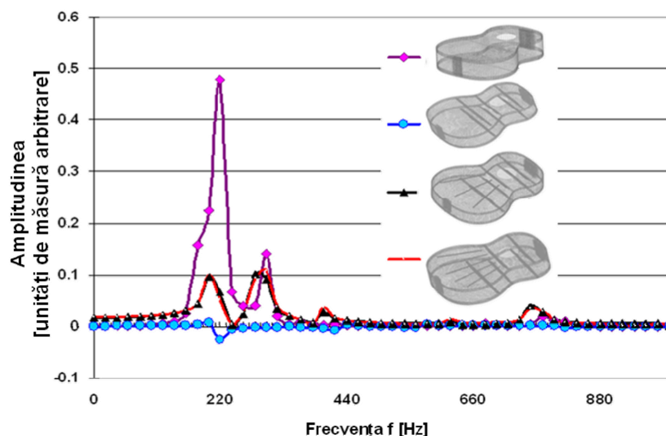
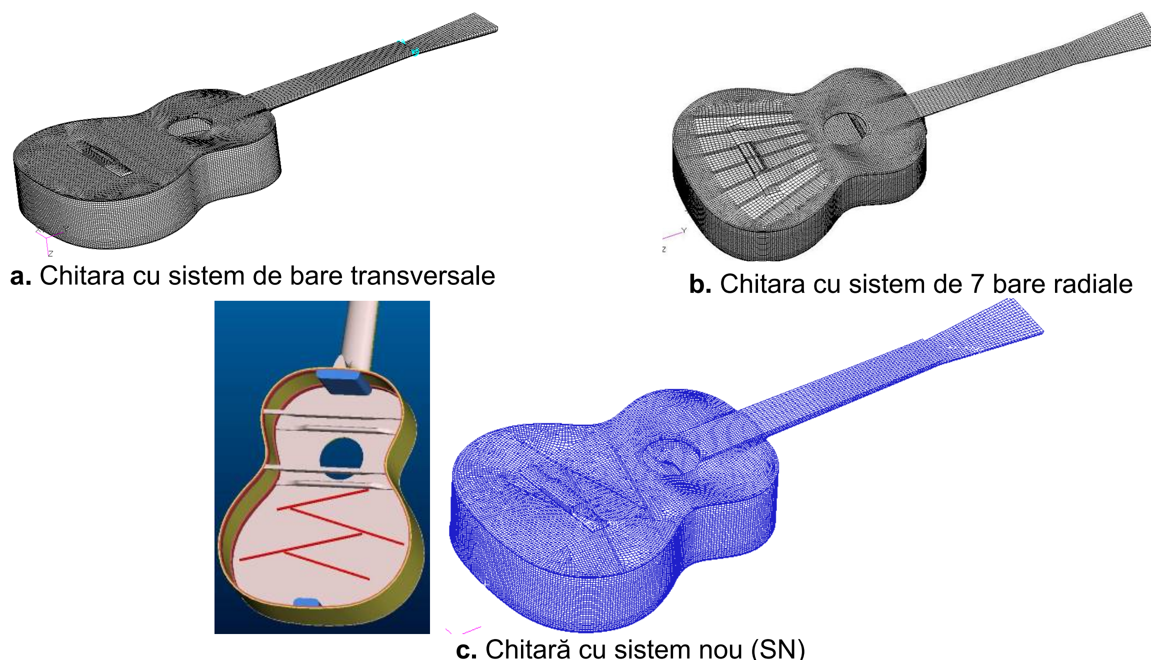


Fig. 5.62. Comparaţii între răspunsul dinamic al cutiilor măsurat în punctul P1

5.5. Modelarea analitică a chitarei

Studiul privind comportarea la solicitări ciclice a structurilor din componenţa chitarei clasice a continuat cu analiza modală a întregii chitare modelată în două variante constructive: chitara cu placa de faţă rigidizată prin bare transversale (Fig. 5.63. a) şi chitara cu 7 bare radiale (Fig. 5.63. b). şi un sistem nou de poziţionare a barelor (Fig. 5.63. c).



a. Chitara cu sistem de bare transversale

b. Chitara cu sistem de 7 bare radiale

c. Chitară cu sistem nou (SN)

Fig. 5.63. Variantele de chitare clasice modelate cu FEM

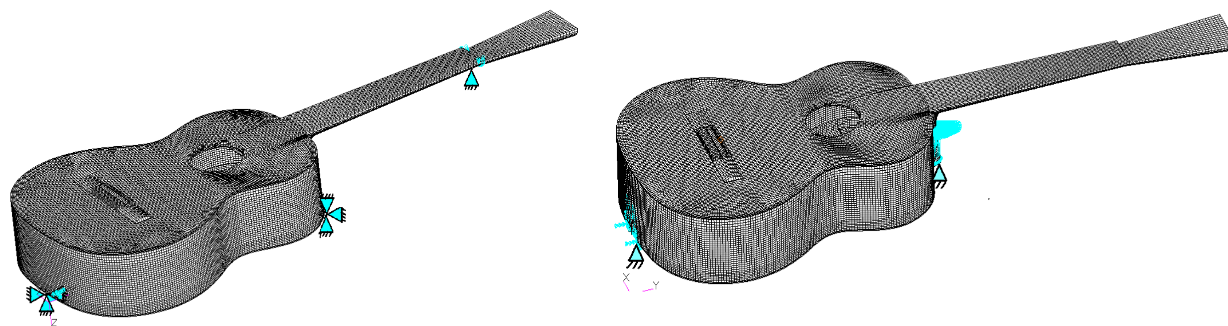
Prin această modelare s-au urmărit: obţinerea modelelor numerice ale chitarei clasice în două variante constructive semnificative din punct de vedere al rigidităţii plăcii de faţă; analiza modală a întregii structuri; determinarea frecvenţelor naturale şi a modurilor de vibraţie corespunzătoare fiecărei frecvenţe proprii;

Analiza modului în care creşterea rigidităţii structurii prin ataşarea gâtului influenţează comportarea dinamică a chitarei (analiză comparativă cu cutia fără gât)

Caracteristicile elastice ale speciilor lemnoase din care sunt realizate elementele componente au fost cele utilizate şi în modelările plăcilor şi corpurilor (Subcapitolul 5.2 şi 5.3). Fiind modelată o structură complexă, formată atât din plăci cât şi din corpuri, pentru discretizarea modelului în elemente finite s-au utilizat atât elemente de tip shell – cu 4 noduri la modelarea plăcilor, cât şi elemente de tip hexaedru solid cu noduri de colţ. Legăturile mecanice utilizate au fost:

- **Cazul 1:** încastrarea rigidă la capetele cutiei de rezonanţă, gâtul fiind rezemat la capăt astfel încât să simuleze condiţiile reale din timpul cântatului (Fig. 5.64 a);

- **Cazul 2:** rezemarea corpului de chitară (în zonele de capăt), gâtul fiind lăsat liber (Fig. 5.64 b);



a. Condiţii de contur –cazul 1 **b.** Condiţii de contur –cazul 2

Fig. 5.64. Condiţii de contur impuse în modelarea chitarei

S-au stabilit aceste condiţii de contur pentru a avea aceleaşi criterii de comparaţie cu structurile modelate anterior cât şi cu cele experimentale. În urma modelării cu FEM, s-au obţinut: frecvenţele proprii, modurile proprii de vibraţie, câmpul de tensiuni, deformaţii şi deplasări corespunzător fiecărui mod de vibraţie din cele 10 stabilite.

În Fig. 5.65 sunt prezentate în mod comparativ variaţia frecvenţelor proprii ale chitarei clasice obţinute în cazuri diferite de sisteme de bare. Se constată că adăugarea barelor de rezonanţă pe placa de acustică a chitarei duce la creşterea rigidităţii întregii structuri şi implicit la scăderea frecvenţelor proprii.

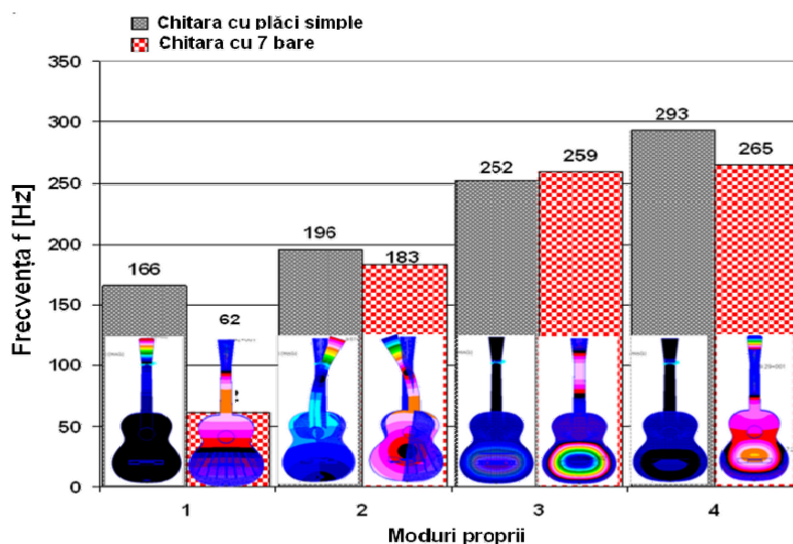


Fig.5.65. Comparaţii între chitara cu plăci simple şi cea cu sistem de 7 bare radiale

În Tabelul 5.12 sunt prezentate centralizat valorile frecvenţelor proprii ale tipurilor de chitare analizate cu FEM. În literatura de specialitate, frecvenţele proprii ale gâtului de chitară sunt de regulă neglijate, atunci când se studiază comportarea dinamică a corpului de chitară. Aşa cum se observă în Tabelul 5.12 precum şi în modurile de vibraţie, corpul de chitară intră în vibraţie începând cu modul 7.

Tabelul 5.12.

Valorile frecvenţelor proprii obţinute în modelarea celor 3 tipuri de chitare analizate

Nr. mod	Chitara ChSN			Chitara Ch7BR2T	Chitara simpla ChS
	h=2 mm	h=2,5 mm	h=3 mm	h=2,5 mm	h=2,5 mm
1	0,001557	0,001648	0,001367	0,001500	0,001205
2	0,000665	0,000952	0,000471	0,001030	0,000700
3	0,000637	0,000695	0,000428	0,000534	0,003400
4	0,000521	0,000667	0,000243	0,000440	0,004500
5	0,000453	0,000383	0,000408	0,000408	0,006500
6	0,00037	0,000767	0,000545	0,001200	0,008600
7	93.94	96,23	98,46	62,37	96,34
8	182,02	221,73	226,12	183,40	225
9	**223,57**	**224,99**	**256,03**	**259**	**268**
10	**311,67**	**317,56**	**323,17**	**265**	**319**
11	**327,42**	**333,01**	**341,21**	**330**	**339**
12	**387,94**	**459,06**	**518,09**	**466**	**506**
13	**416,28**	**487,69**	**525,40**	**490**	**528**
14	**525,37**	**527,34**	**545,67**	**525**	**530**
15	**536,80**	**537,65**	**551,81**	**539**	**567**
16	**604,86**	**623,31**	**626.82**	**607**	**623**
17	**630,32**	**658,20**	**696,33**	**621**	**657**
18	**692,48**	**706,87**	**720,88**	**661**	**707**
19	**694,13**	**783,92**	**796,77**	**734**	**788**
20	**774,75**	**787,77**	**807,60**	**746**	**804**

În Fig. 5.66 sunt prezentate comparativ frecvenţele proprii obţinute în modelarea celor trei tipuri de structuri; se observă că noul mod de dispunere a barelor de rezonanţă – conform Fig. 5.63 c, influenţează comportarea dinamică a chitarei în sensul reducerii cu aproximativ 12% a frecvenţei fundamentale (cazul plăcilor cu grosimea de 2,5 mm). La grosimea de 3 mm, chitara cu sistemul nou de rigidizare prezintă valori similare ale frecvenţelor proprii cu chitara cu sistemul de şapte bare radiale şi grosimea de 2,5 mm.

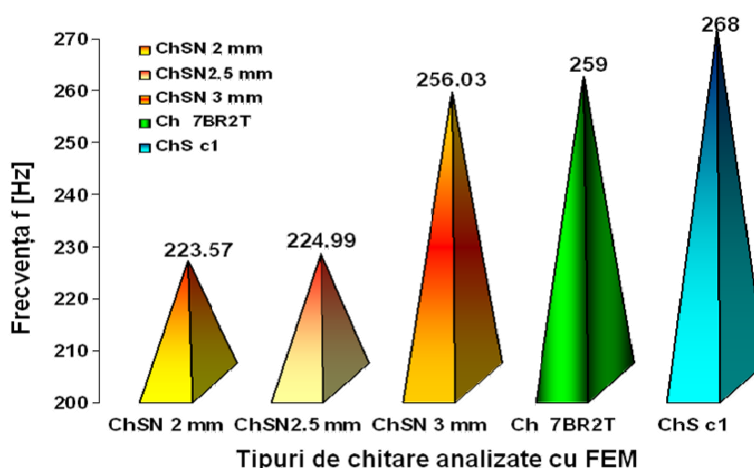


Fig. 5.66. Comparaţii între valorile frecvenţelor fundamentale ale chitarelor analizate cu FEM (ChSN – chitara cu sistemul nou de rigidizare, Ch 7BR2T – chitara cu şapte bare radiale şi două transversale, ChS c1 – chitara simplă în cazul 1 al condiţiilor de contur)

S-au observat următoarele aspecte ale comportării dinamice:

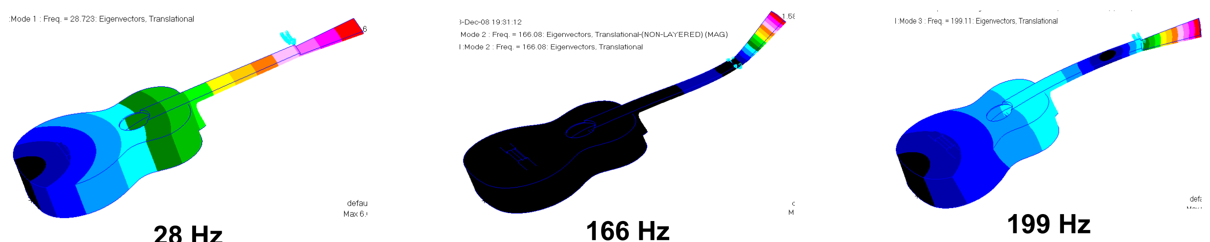
- Primul mod de vibraţie la frecvenţe joase (25-30 Hz), caracterizează structura gâtului de chitară care este cea mai rigidă parte a chitarei. Acesta se comportă ca o grindă rezemată;
- Corpul de chitară vibrează la frecvenţa fundamentală de 252 Hz în cazul plăcii de faţă şi 293 Hz în cazul plăcii de spate pentru modul de vibraţie (1,1).

Condiţiile de contur influenţează în mod hotărâtor comportarea dinamică a chitarei: în cazul 1 al condiţiilor de contur – s-au înregistrat frecvenţe proprii joase produse de vibraţia gâtului de chitară, cutia acustică intrând în vibraţie la frecvenţe medii şi mari (Tabelul 5.13).

În cazul 2 al condiţiilor de contur (Fig. 5.64 şi 5.66) – s-a observat că la vibraţii joase se produc fenomene de încovoiere şi torsionare a cutiei acustice.

Tabelul 5.13.

Analiza modală a chitarei clasice cu plăci simple - cazul 1



Modurile de vibraţie ale gâtului (grindă rezemată la capete)



Modurile de vibraţii ale corpului de chitară – condiţii de contur cazul 1

5.6. Concluzii

5.6.1. Comparaţii între structuri: plăci de chitară– corpuri de chitară – chitară

În acest capitol au fost prezentate cercetările teoretice cu privire la analiza structurală şi dinamică a structurilor din componenţa chitarei clasice, într-un demers gradual din punct de vedere al complexităţii acestor structuri. În fiecare subcapitol au fost prezentate rezultatele modelărilor numerice, realizându-se comparaţii între structurile cu acelaşi grad de complexitate, dar cu parametri variabili cum ar fi: densitatea, modulul de elasticitate longitudinal, grosimea plăcilor, elemente de rigidizare (număr, material, mod de dispunere).

În continuare este prezentată analiza comportării dinamice a structurilor din plăci ca urmare a modificărilor structurale ce se produc în urma adăugirii părţilor componente principale ale chitarei. În Fig. 5.70 se observă ca valorile frecvenţelor proprii scad de aproximativ 2 ori cu creşterea rigidităţii şi masei structurilor – de la plăcile simple individuale la chitara întreagă. O influenţă deosebită o are ataşarea gâtului de chitară şi prezenţa cordarului, între placa simplă şi corpul fără gât înregistrându-se diferenţe relativ mici, aşa cum se observă în Fig. 5.70.

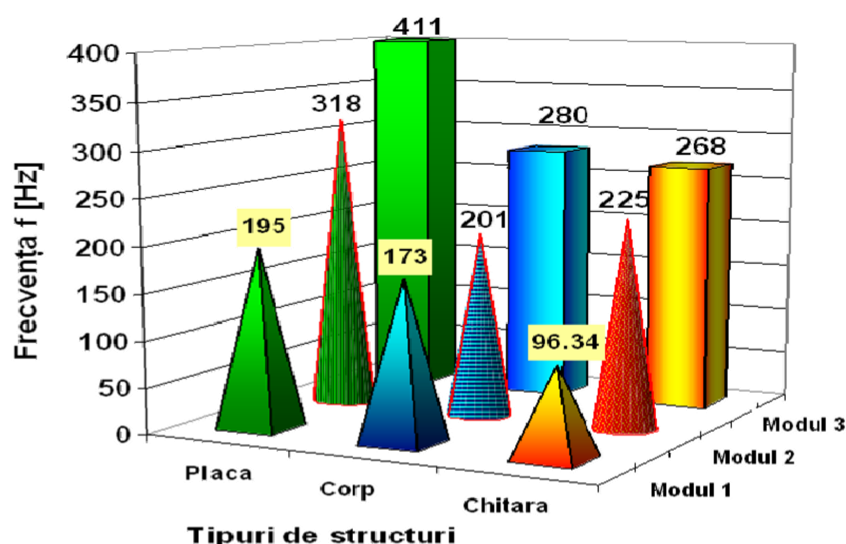


Fig. 5.70. Comparaţii între tipurile de structuri studiate cu FEM
(structuri din plăci simple)

Dacă frecvenţele proprii ale plăcilor şi cutiei sonore au valori apropiate pentru primul mod de vibraţie, cu creşterea modurilor de vibraţii, cutia vibrează la frecvenţe mai reduse decât cele ale plăcilor individuale (Fig. 5.71). Influenţa modulului de elasticitate longitudinal *E* asupra frecvenţelor proprii este similara pentru plăci şi pentru cutiile de rezonanta, aşa cum se poate observa în Fig. 5.71 (frecvenţele scad cu reducerea modulului de elasticitate). Structura plăcilor şi condiţiile de contur corelate cu elasticitatea materialului, produc frecvenţe naturale cu valori diferite: mai mici cu 10-15% în cazul cutiilor acustice decât a plăcilor individuale (Fig. 5.71).

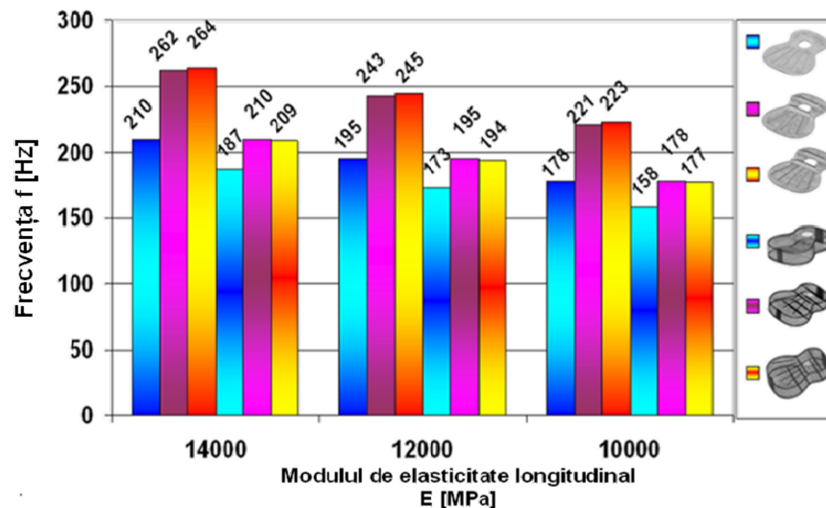


Fig. 5.71. Variaţia frecvenţelor proprii cu scăderea modulului de elasticitate, pentru plăci şi corpuri cu structuri similare

Legătura dintre plăcile din structura corpurilor de chitară modifică condiţiile de contur şi produce fenomene acustice prin interacţiunea solid – fluid – solid fapt care duce la diferenţe între comportarea dinamică a plăcilor ca structuri individuale şi a celor integrate în corpul de chitară. Astfel, în Fig. 5.72 se constată că frecvenţele proprii şi cele de rezonanţă ale plăcile individuale sunt cu până la 24% mai mari decât în cazul cuplării acestora în corpul de amplificare al chitarei.

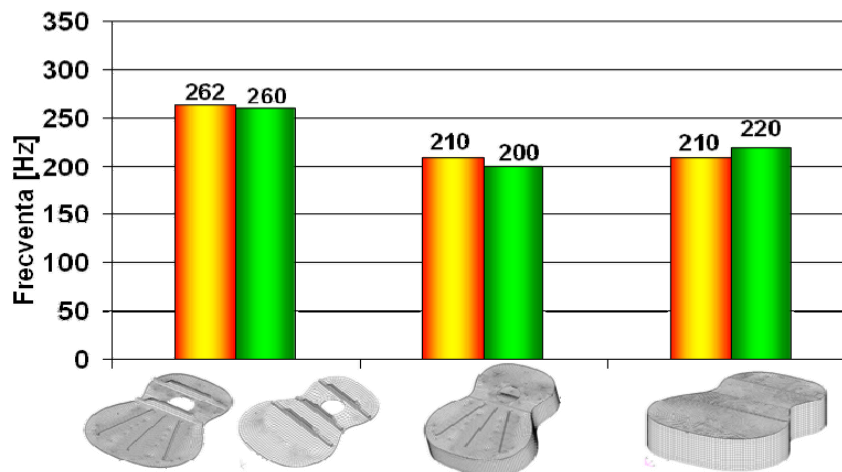


Fig. 5.72. Comparaţii între răspunsurile în frecvenţă ale plăcilor şi cutiilor de chitară (vibraţii libere şi forţate)

De aici rezultă faptul că modificările structurale conduc la răspunsuri în frecvenţă diferite. Având în vedere că în realitate, plăcile din corpul de chitară sunt integrate într-o structura amplă şi complexă, cunoaşterea acestor fenomene şi a particularităţilor pe care plăcile cu nervuraţii diferite le imprimă întregii structuri, este necesară având implicaţii practice. Astfel, cunoscând frecvenţele proprii ale plăcii individuale, înaintea de ataşarea acestora de eclise în cutia acustică, se pot realiza fie operaţii tehnologice care să ducă la îmbunătăţirea răspunsului dinamic al plăcii, fie se pot alege pentru restul componentelor acele materiale lignocelulozice compozite cu proprietăţi fizice şi mecanice care, în combinaţie cu placa de faţă să formeze o structură optimă din punct de

vedere al calităţii acustice şi tehnologice. Comparând analiza modală a chitarei cu cea a corpului fără gât, în aceleaşi condiţii ale simulării cu FEM (plăcile având caracteristicile materialului: E=12000 MPa, ρ=450 kg/m^3, h=2,5 mm), s-a constatat că frecvenţă fundamentală a chitarei este produsă de vibraţia gâtului care începe primul să vibreze. Această frecvenţă fundamentală este de aproximativ 6 ori mai mică decât frecvenţa fundamentală a corpului de chitară, fenomen explicat prin complianţa mică a gâtului comparativ cu cea a cutiei. Începând cu al doilea mod de vibraţie al chitarei, s-au înregistrat vibraţiile corpului ale cărui valori sunt comparabile cu cel al corpului de chitară fără gât.

În Fig. 5.73, s-au luat în considerare doar frecvenţele proprii ale corpurilor, în cele două cazuri analizate – cu gât ataşat şi fără gât. Din graficul de variaţie al frecvenţelor proprii şi armonicelor, se mai observă că, pentru primele 4 moduri, corpul cu gât prezintă valori mai reduse ale frecvenţelor proprii comparativ cu corpul fără gât, după care raportul se inversează.

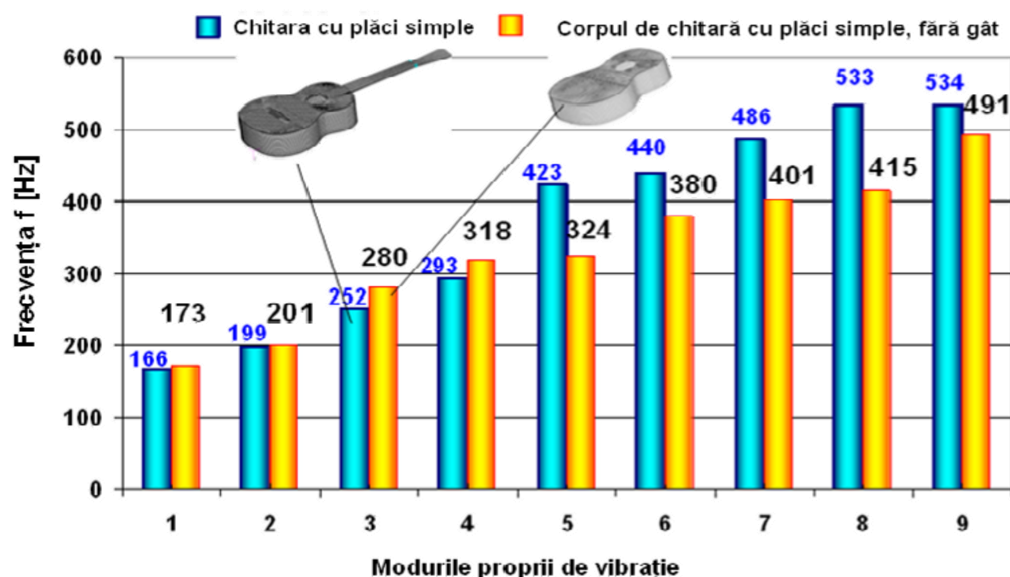


Fig. 5.73. Comparaţii între frecvenţele proprii ale corpului fără gât şi ca ale corpului cu gât

În Fig. 5.74 sunt comparate valorile frecvenţelor proprii pentru toate tipurile de structuri analizate, în condiţii de contur similare, modul de elasticitate longitudinal, densitate şi grosimi identice ale plăcilor. Se constată că frecvenţele proprii ale structurilor variază între 207 – 265 Hz pentru plăci, între 187 – 271 Hz pentru corpuri, între 166 – 221 Hz pentru chitare.

Integrarea plăcilor în structura corpului, precum şi prezenţa gâtului de chitară, duce la scăderea valorilor frecvenţelor proprii. În cadrul aceleiaşi familii de structuri – cum ar fi corpurile, se constată că între anumite limite ale gradului de rigidizare a plăcii de faţă, numărul barelor şi poziţia acestora nu mai influenţează comportarea structurală a corpului de chitară.

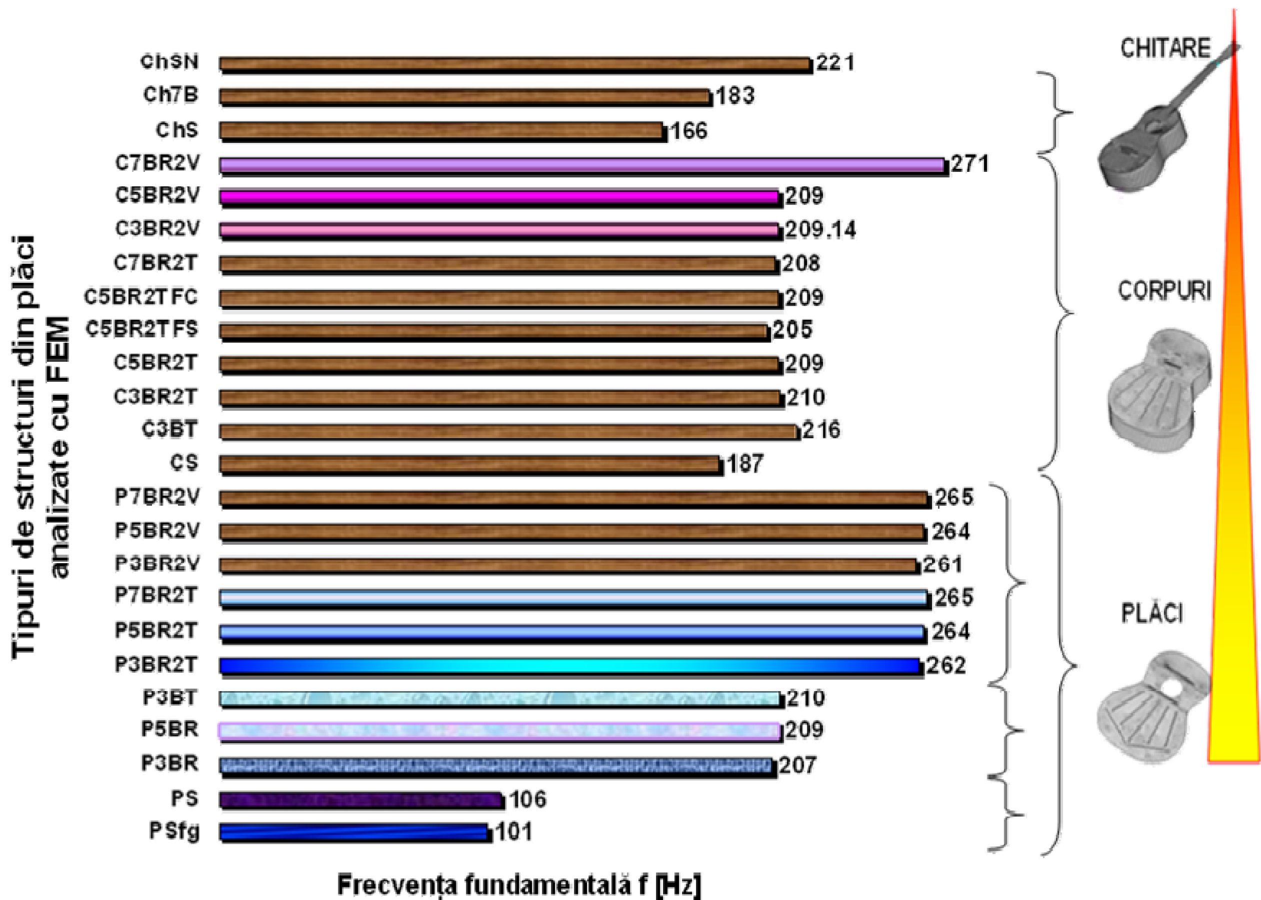


Fig. 5.74. Comparaţii între frecvenţele proprii ale structurilor analizate, în condiţiile simulării aceloraşi parametrii E=14000 MPa, ρ =450, h=2,5 mm, (PSfg – placa fără gaura acustică, PS-placa simplă, P3T – placa cu bare transversale, P3R – placa cu 3 bare radiale, P3R2T – placa cu 3 bare radiale şi 2 transversale, P5R2T – placa cu 5 bare radiale şi 2 transversale, P7BR2T placa cu 7 bare radiale şi 2 oblice, P3R2V – placa cu 3 bare radiale şi 2 oblice în V, P5R2V – placa cu 5 bare radiale şi 2 oblice în V, P7R2V – placa cu 7 bare radiale şi 2 oblice în V, CS – cutia cu plăci simple, C3BT – cutia cu plăci cu 3 bare transversale, C3BR2T - cutia cu plăci cu 3 bare radiale şi 2 transversale, C5BR2T - cutia cu plăci cu 5 bare radiale din lemn şi 2 transversale, C5BR2TFS - cutia cu plăci cu 5 bare radiale din fibra de sticlă şi 2 transversale, C5BR2TFC - cutia cu plăci cu 5 bare radiale din fibra de carbon şi 2 transversale, C7BR2T - cutia cu plăci cu 7 bare radiale şi 2 transversale, C3BR2V - cutia cu plăci cu 3 bare radiale şi 2 oblice în V, C5BR2V - cutia cu plăci cu 5 bare radiale şi 2 oblice în V, C7BR2V - cutia cu plăci cu 7 bare radiale şi 2 oblice în V, ChS c1 – chitara simplă în cazul 1 al condiţiilor de contur, Ch 7BR2T – chitara cu şapte bare radiale şi două transversale, ChSN – chitara cu sistemul nou de rigidizare)

În Fig. 5.75 sunt prezentate comparaţiile dintre valorile frecvenţelor proprii determinate prin metode analitice şi cele prin FEM, în cazul plăcii simple – fără nervuraţii.

Diferenţele obţinute se datorează pe de o parte ipotezelor luate în calculul analitic (reducerea geometriei plăcii de chitară la o placă dreptunghiulară, date de intrare), a metodei de rezolvare, a caracteristicilor materialului din punct de vedere al izotropiei/anizotropiei.

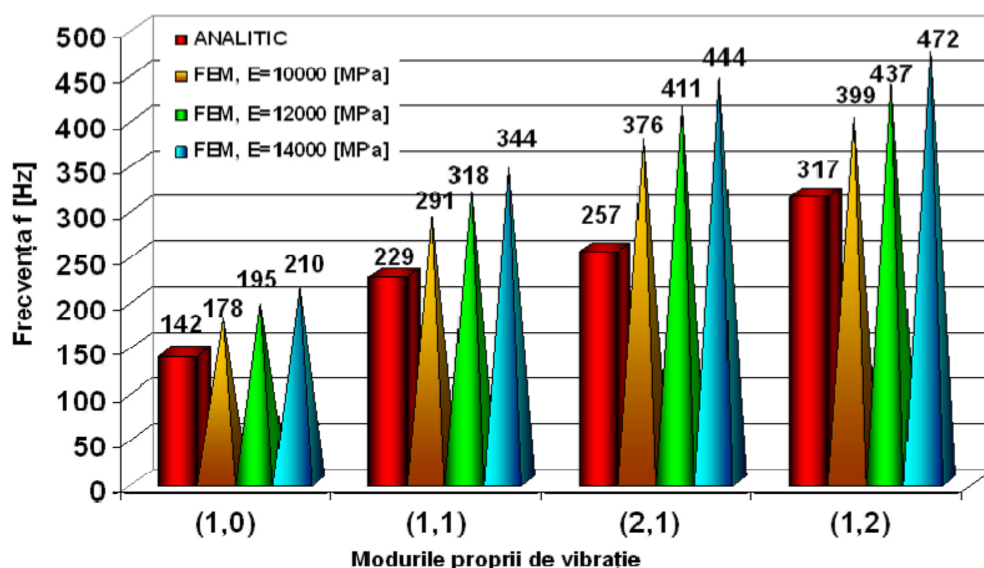


Fig. 5.75. Comparaţie între valorile frecvenţelor fundamentale obţinute cu FEM şi analitic în cazul plăcilor ca structuri individuale

5.6.2. Comparaţii cu datele din literatura de specialitate

Datele obţinute prin metode numerice au fost comparate cu cele din literatura de specialitate. Cercetările din domeniu relevă o bogată şi diversă paletă de rezultate datorită studiilor personalizate pe anumite tipuri de chitară (clasică, folk, western, flamenco), pe anumite structuri de chitară din punct de vedere al barelor de rigidizare, pe caracteristici de material, parametri dimensionali, modul de discretizare a structurii în elemente finite, condiţiile de contur impuse etc. Toţi aceşti factori au dus la rezultate într-o gamă largă de frecvenţe proprii. Această analiză comparativă nu trebuie privită în mod exhaustiv, ci doar ca o imagine generală comparativă asupra cercetărilor prin metode numerice întreprinse pentru studiul chitarei.

a) Modurile de vibraţie

S-a constatat o foarte mare asemănare între rezultatele obţinute în cadrul cercetărilor teoretice ale autorilor şi cele obţinute de cercetători cunoscuţi din domeniu cum sunt Bécache (2005), Wright (1996), Vladimirovici (2004).

În Tabelul 5.14 sunt prezentate comparativ modurile proprii obţinute în analiza modală a structurilor studiate de diferiţi cercetători, constatându-se numeroase asemănări, ceea explică comportarea tipică a structurilor din plăci din componenţa chitarei clasice.

Diferenţele frecvenţelor proprii corespunzătoare modurilor descrise se datorează fie valorilor modulelor de elasticitate longitudinale utilizate de diferiţi autori, fie grosimii plăcilor luate în calcul, modului de discretizare în elemente finite în funcţie de softul folosit sau a tipului de element finit utilizat, fie structurii şi tipului de chitară (plăci) analizată.

Tabelul 5.14.

Comparaţie între rezultatele referitoare la modurile proprii de vibraţii ale plăcilor obţinute de diferiţi autori (Bécache 2005, Wright 1996, Vladimirovici 2004, Stanciu şi Curtu 2008, 2009)

Bécache 2005						
Stanciu, Curtu 2008 - 2009						
Wright 1996						
Vladimirovici 2004						
	(1,1)	**(2,1)**	**(1,2)**	**(1,3)**	**(3,1)**	**(2,2)**

În Tabelul 5.15 sunt prezentate comparaţiile dintre frecvenţele şi modurile de vibraţii obţinute în literatura de specialitate şi cele ale autorilor, pentru aceleaşi structuri din plăci. Se observă că forma primelor 5 moduri de vibraţie este aceeaşi la cei 4 autori, indiferent de parametrii geometrici şi elastici utilizaţi.

Tabelul 5.15.

Comparaţie între formele modale ale corpurilor de chitară obţinute de diferiţi autori

	Stanciu 2008, [S20]	Kaißer, Richter (2007)	Becache 2004
Corp din plăci cu 7 bare radiale	208 Hz	253 Hz	
Corp plăci simple	190Hz	195 Hz	148 Hz

Comparând modurile de vibraţii ale corpurilor de chitară similare prin modul de dispunere al barelor de rigidizare, se constată că pentru primul mod de vibraţie, harta linilor nodale obţinute prin FEM este identică cu cea regăsită în literatura de specialitate (Tabelul 5.15). Valorile frecvenţelor fundamentale prezintă diferenţe între autori datorită parametrilor fizici şi geometrici folosiţi ca datele de intrare pentru rularea modelării. În literatura de specialitate, chitara clasica a fost studiată mai mult prin cercetări experimentale decât prin modelări analitice şi numerice. În lucrarea sa, Janssen 2002, prezintă rezultatele modelării analitice a chitarei clasice preluate la rândul lui din referinţele bibliografice. Nu se dau alte referinţe legate de structura de rigidizare a plăcilor, proprietăţi ale materialelor şi dimensiuni.

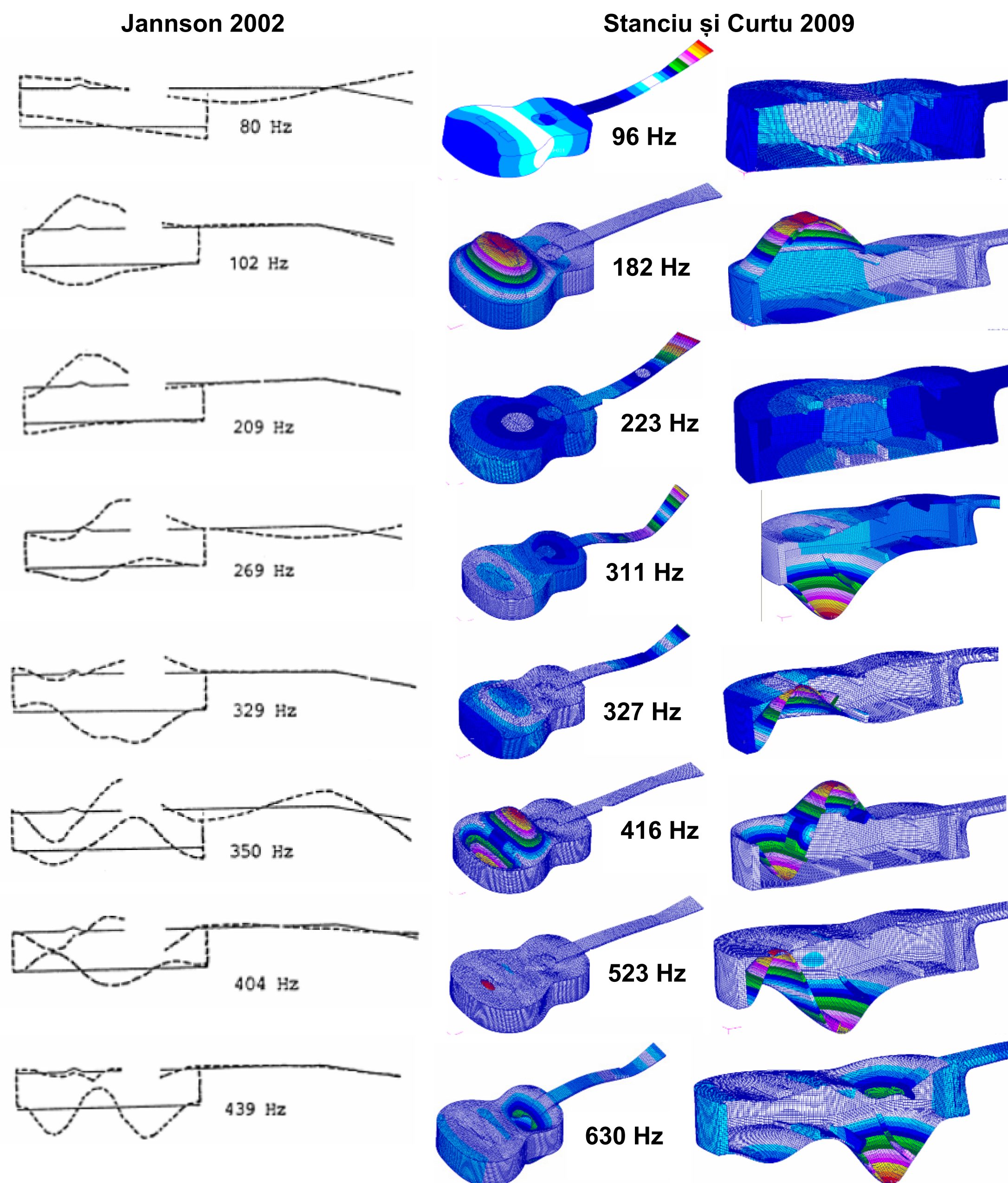


Fig. 5.76. Comparaţii între formele modale obţinute de autori şi literatura de specialitate

Ca urmarea a datelor insuficiente, comparaţiile făcute nu sunt foarte riguroase. În Fig. 5.76 sunt redate aceste rezultate din referinţele bibliografice şi cele obţinute prin studiul prezent - în cazul chitarei clasice cu sistem nou de rigidizare.

b) Frecvenţe proprii

În Tabelul 5.16. sunt prezentate comparativ rezultatele obţinute de Becache (2005) şi Stanciu (2009) în cazuri diferite de modelare (parametrii variabili fiind modulul de elasticitate şi grosimea). Se constată că valori similare s-au obţinut în cazul grupului de parametri: E=8500 MPa, ρ= 350 kg/m^3 , h=2,9 mm utilizaţi de Becache şi E=10000 MPa, ρ= 350 kg/m^3, h=2,5mm utilizaţi în cercetarea teoretică realizată de autori.

Tabelul 5.16.

Rezultate comparative între valorile frecvenţelor pentru primele 5 moduri proprii, obţinute de diferiţi autori (Bécache s.a. 2005, Stanciu, Curtu 2008 [S18])

	Bécache 2005	Stanciu, Curtu 2008			
	Placa simplă ***E=8500* MPa,** **ρ= 350 kg/m^3 ,** ***h=2,9 mm***	**Placa simplă** **E=10000 MPa, ρ= 350 kg/m^3** **υ=0,36**		**Placa cu 3 bare** **E=10000 MPa,** **ρ= 350 kg/m^3 υ=0,36**	
		h=2,5 mm	**h=3 mm**	**h=2,5 mm**	**h=3 mm**
f_1	**185**	168,55	202,20	**185,79**	221,84
f_2	**287**	275,65	330,63	**316,30**	374,24
f_3	**460**	356,25	427,30	**392,34**	468,76
f_4	**508**	378,70	454,08	**435,24**	515,26
f_5	**645**	530,84	636,15	**596,15**	711,50

În Tabelul 5.17 sunt comparate valorile frecvenţelor proprii obţinute de autori şi cele obţinute de Vladimirovici (2004). Deşi parametrii utilizaţi de Vladimirovici sunt aproximativi aceeaşi, cu excepţia modulului de elasticitate longitudinal a cărui valoare este dublă E=20000 MPa şi υ=0,3, frecvenţele proprii obţinute de Vladimirovici sunt de aproximativ două ori mai mici decât cele rezultate în urma studiului prezentat.

Tabelul 5.17.

Rezultate comparative între valorile frecvenţelor obţinute de Vladimirovici 2004 şi Stanciu, Curtu 2008

	Stanciu, Curtu 2008				Vladimirovici, 2004			
	Placa simplă **E=10000 MPa** **υ=0,36, *ρ= 350 kg/m^3***		**Placa cu 3 bare** **E=10000 MPa** **υ=0.36, *ρ= 350kg/m^3***		**Placa simplă** **E=20000 MPa,** **υ=0,3**		**Placa cu 3 bare/** **E= 20000 MPa,** **υ=0,3**	
	h=2.5 mm	**h=3 mm**	**h=2,5 mm**	**h=3 mm**	**h=2,5 mm**	**h=3 mm**	**h=2,5 mm**	**h=3 mm**
f_1	**168,55**	202,20	198,61	237,17	**76**	88	87	104
f_2	**275,65**	330,63	338,14	400,08	**107**	126	160	191
f_3	**356,25**	427,30	419,43	501,13	**158**	187	230	260
f_4	**378,70**	454,08	465,29	550,83	**188**	221	322	378
f_5	**530,84**	636,15	637,31	760,63	**192**	225	371	417
f_6	**547,67**	656,56	682,31	804,58	**249**	292	398	466
f_7	**612,97**	734.84	738,12	871,18	**264**	310	417	493
f_8	**615,06**	737,53	748,71	884,28	**324**	382	487	566
f_9	**804,52**	964,36	987,18	1169,50	**343**	402	510	591
f_{10}	**835,00**	1001,00	1047,10	1232,30	**357**	416	627	726

În urma analizei critice a stadiului actual al cercetărilor, în Tabelul 5.18 sunt centralizate datele pe care diferiţi cercetători le-au obţinut, pentru anumite structuri de chitare studiate. Astfel, se regăsesc atât rezultate referitoare la chitarele clasice cât şi la cele acustice – western şi folk, rezultate ale investigaţiilor teoretice sau experimentale.

În Fig. 5.77 este redată grafic variaţia valorilor frecvenţelor naturale ale chitarelor analizate în literatura de specialitate şi în actualul capitol. Se poate observa că rezultatele investigaţiilor analitice şi numerice sunt comparabile cu cele din literatura de specialitate.

Fiecare studiu având ca tematică chitara diferă de la un cercetător la altul ca urmare a utilizării unui anumit model de structură şi geometrie (forma corpului de chitară, sistem de bare), ca

materiale (elasticităţi, densităţi, coeficientul lui Poisson, etc.), condiţii de contur, mod de interpretare, etc. Din acest motiv, comparaţiile prezentate sunt doar orientative.

Tabelul 5.18.

Centralizarea comparativă a frecvenţelor proprii obţinute de diferiţi cercetători prin investigaţii analitice, numerice şi experimentale

	1	2	3	4	5
Stanciu, Curtu ANALITIC	91	119	156	183	210
Stanciu, Curtu FEM Chitara simpla	166	196	252	293	423
Stanciu, Curtu FEM (2008) Chitara 7 bare	183	259	265	330	466
Stanciu, Curtu FEM (2008) Chitara SN	96	222	225	318	333
Becache (2004) ANALITIC Ch clasica	91	162	210	242	259
Becache (2004) EXP Ch clasica	101	180	239	282	323
Richardson 1982 Chitara clasică EXP	106	216	268	431	553
Bader FDM	230	369	495	502	707
Vladimirovici 2004 FEM Chitara simplă	103	187	250	402	422
Wrigth 1996 EXP	165	204	293	364	391
Torres (2006) Ch clasica 7B2V	172	298	432	555	936
Walker (1991) FEM	185	215	243	435	506
Rossing Chitara Ch western	163	276	390	431	643
Shaheen 2004 FEM Chitara folk Martin D28	162	309	404	503	474
Shaheen 2004 EXP Chitara folk Martin D29	163	276	390	431	649
Becache (2004) FEM Ch clasica	155	418	545	718	771
Derveaux (2003) FEM Ch clasica	96	164	200	247	272
French (2001) EXP Ch clasica	85	102	116	121	224

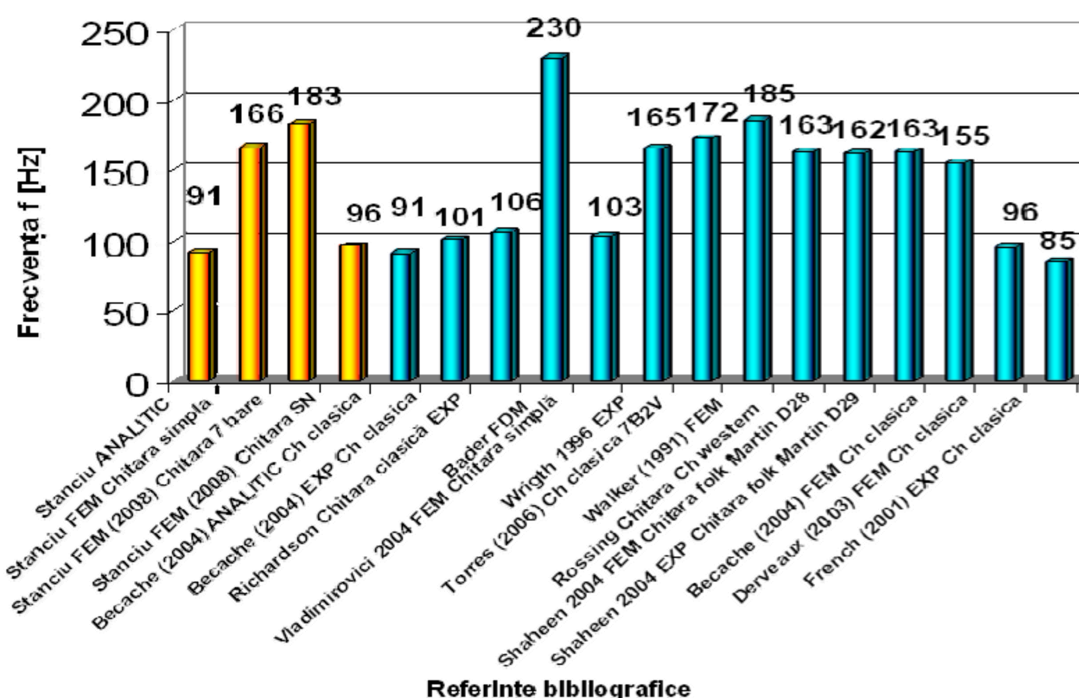


Fig. 5.77. Comparaţii între formele modale ale chitarei obţinute de autori şi cele din literatura de specialitate

5.6.3. Concluzii

Investigaţiile efectuate cu metoda elementelor finite pe modelele geometrice ale diferitelor tipuri constructive de plăci acustice din componenţa chitarei clasice fabricate la noi în ţară, au condus la următoarele concluzii: frecvenţele cresc cu creşterea modulului de elasticitate *E* al materialelor plăcilor; frecvenţele scad cu creşterea numărului de bare de rigidizare aplicate pe plăci; frecvenţele scad cu creşterea densităţii *ρ* plăcii, indiferent de forma lor constructivă; cu creşterea grosimii *h* a plăcilor, frecvenţele proprii cresc liniar; structurile de plăci din componenţa chitarelor fabricate în ţara noastră prezintă caracteristici dinamice comparabile cu cele studiate pe plan internaţional. Cunoaşterea modurilor proprii de vibraţii şi a frecvenţelor corespunzătoare acestora prezintă importanţă teoretică şi practică din punct de vedere al fenomenului de rezonanţă al plăcii, al modului în care materiale cu proprietăţi diferite (modul de elasticitate, densitate, geometrie) pot fi valorificate în domeniul acusticii muzicale şi nu numai. Calitatea muzicală ale plăcilor influenţează performanţele acustice ale chitarelor. Investigaţiile experimentale cu privire la caracteristicile dinamice şi acustice ale structurilor de plăci vor evidenţia concordanţa dintre rezultatele modelării numerice şi cele reale. Cercetările continuă cu investigaţiile teoretice şi experimentale ale comportamentului dinamic al plăcilor integrate în cutia sonoră a chitarei clasice.

Analiza teoretică a cutiilor de chitară cu gât şi fără gât a dus la următoarele concluzii:

- Comportarea dinamică a structurilor din plăci: plăci simple, plăci cu nervuraţii, cutii din plăci, structuri complexe – tip chitară, depinde de o serie de parametri introduşi în etapa de preprocesare. În acest studiu *variabilele de proiectare* au fost: gradul de complexitate al structurii care a impus anumite condiţii de contur implicite şi explicite, rigiditatea structurii dată de numărul, dispunerea barelor pe plăci şi integrarea în ansamblul cutiilor, prezenţa gâtului ataşat de corpul chitarei. În ciuda restricţiilor impuse (dimensiuni, caracteristici de material, legături mecanice), cercetarea numerică a vizat: atât o analiză calitativă între structuri cu acelaşi grad de complexitate dar cu alte variabile de proiectare (E, h, G, nr. bare, mod de dispunere), cât și o analiză cantitativă şi calitativă între structuri cu grade diferite de complexitate, dar cu aceleaşi variabile de proiectare;
- Rezultatele obţinute oferă date legate de răspunsul dinamic al diferitelor structuri, corelate cu cerinţele de rezistenţă pe care acestea trebuie să le îndeplinească; din acest motiv cercetarea nu a urmărit ierarhizarea structurilor doar din perspectiva comportării dinamice, cât crearea unei baze de date utile optimizării acestora din punct de vedere acustic şi de rezistenţă. Astfel, s-a constatat că o rigiditate mare a structurilor duce la scăderea frecvenţelor proprii, fenomen care nu favorizează calitatea acustică a chitarei. De aceea este necesară găsirea structurii optime care să satisfacă cele două cerinţe: pe de o parte rigiditatea ridicată a plăcii de faţă pentru evitarea deformaţiilor plăcii şi a deteriorărilor reologice, iar pe de altă parte o complianţă mare care să permită vibraţii la o gamă largă de frecvenţe.

6 CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND CARACTERISTICILE MECANICE, ELASTICE ŞI ACUSTICE ALE STRUCTURILOR DIN PLĂCI DIN COMPONENŢA CHITAREI CLASICE

Legătura dintre teorie şi realitatea practică, dintre modelul matematic şi produsul finit, se realizează numai prin cercetări experimentale care au rolul de a valida rezultatele teoretice, de a descoperi noi legături cauzale dintre diferiţi factori ce nu au putut fi accesibile prin ipotezele şi algoritmii matematici aplicaţi în cercetările teoretice.

În acest capitol, sunt prezentate investigaţiile experimentale privind caracteristicile mecanice, elastice şi acustice ale structurilor din plăci de chitară, având ca obiective specifice: verificarea rezultatelor obţinute pe cale teoretică, influenţa diferiţilor factori asupra caracteristicilor dinamice şi acustice ale chitarei, elaborarea unor algoritmi de testare a structurilor din plăci, incluzând crearea standului experimental adaptat nevoilor şi structurilor testate, stabilirea datelor de intrare, achiziţia datelor şi modul de prelucrare prin aplicarea unor metode moderne de investigare experimentală, compararea şi validarea rezultatelor experimentale cu cele obţinute în literatura de specialitate, stabilirea parametrilor optimi ai structurilor studiate.

Astfel, în cadrul cercetărilor experimentale s-au realizat numeroase teste. În funcţie de parametrii urmăriţi, investigaţiile experimentale realizate se clasifică:

- ***după natura structurilor studiate:***
  - plăci individuale;
    - rectangulare;
    - de chitară:
      - simple, fără rozetă, din diferite specii: molid, mahon, nuc, paltin, carpen, cireş;
      - cu trei bare transversale (P3BT);
      - cu trei bare radiale şi două transversale (P3BR2T);
      - cu cinci bare radiale şi două transversale (P5BR2T);
      - cu şapte radiale şi două transversale (P7BR2T);
      - cu trei radiale, două în V şi două transversale (P2BR2V);
  - corpuri:
      - cu trei bare transversale (C3BT);
      - cu trei bare radiale şi două transversale (C3BR2T);
      - cu cinci bare radiale şi două transversale (C5BR2T):
        - bare radiale din lemn;
        - bare radiale din fibră de carbon;

            - bare radiale din fibră de sticlă;
        - cu şapte radiale şi două transversale (C7BR2T);
        - cu trei radiale, două în V şi două transversale (C2BR2V);
        - cu sistem nou de bare (CSN);
    - chitara fără corzi:
        - cu cinci bare radiale şi două transversale (Ch5BR2T);
        - cu şapte radiale şi două transversale (Ch7BR2T).

- ***după modul de dispunere a accelerometrelor:***
    - pe axa longitudinală a plăcii;
    - pe axa transversală;
    - pe faţă, spate, eclise.
- ***după tipul condiţiilor de contur:***
    - rezemare elastică în două puncte;
    - rezemare pe contur;
    - fixare rigidă;
    - încastrare semirigidă.
- ***după softul de achiziţie şi prelucrare a datelor:***
    - LabView, Microcal Origin;
    - Pulse 12 – softul de achiziţie şi prelucrare de semnale.
- ***după modul de excitare a structurii:***
    - prin şoc – cu ciocanul de impact;
    - acustic non/contact – cu difuzor;
    - cu contact continuu sinusoidal – cu masă vibrantă.

6.1. Cercetări experimentale privind răspunsul plăcilor ligno-celulozice compozite

Amortizarea vibraţiilor plăcilor compozite lignocelulozie reprezintă fenomenul ce apare ca urmare a pierderii energiei sonore disipată în material, fiind interdependentă de fenomenul frecării interne (exprimată prin decrementul logaritmic al amortizării vibraţiilor), contribuţiilor constituenţilor, arhitecturii combinării lor, precum si efectelor interfazice (Alămoreanu, 2005).

Mecanismele amortizărilor interne ale plăcilor din lemn sunt dependente de frecvenţele proprii ale acestora, estimarea caracteristicilor specifice fiind dificilă datorită anizotropiei lemnului, speciei, densităţii şi neomogenităţii materialului lemnos.

În cazul sistemelor cu un grad de libertate de tip Kelvin Voigt, formate dintr-o masă concentrată şi un element cu amortizare vâsco-elastică, teoria clasică a vibraţiilor libere şi forţate

este sintetizată în relaţiile (6.1…..6.5). Astfel, amortizarea este caracterizată de mărimile date în relaţiile (Chiriacescu, 1982, Roşca 2002):

- *coeficientul de amortizare critică*

$$c_c = 2\sqrt{km} = 2m\omega = 4\pi mf \text{ [Ns/m]}, \tag{6.1}$$

în care $\omega^2 = k/m$ este pătratul pulsaţiei proprii fără amortizare, *k* este constanta elastică şi *m* masa structurii;

- *coeficientul de amortizare*

$$c = \xi * c_c \text{ [Ns-m]}_{SI} , \tag{6.2}$$

in care ξ este raportul de amortizare;

- *decrementul logaritmic al amortizării,*

$$\delta = \ln\frac{A_1}{A_2} = \ln\left[\frac{A_0\, e^{-\xi\omega_n t}}{A_0\, e^{(-\xi\omega_n t + T_a)}}\right] = \ln(e^{\xi\omega_n T_a}) = \xi\omega_n T_a , \tag{6.3}$$

în care: δ reprezintă decrementul logaritmic al mişcării vibratorii;

A_1, A_2 - două valori succesive oarecare ale amplitudinii mişcării vibratorii;

A_0 - amplitudinea la timpul $t = 0$;

ξ - factorul de amortizare;

ω_n - pulsaţia proprie;

t - timpul;

T_a - pseudoperioada.

Decrementul logaritmic poate fi determinat şi prin măsurarea a două deplasări decalate printr-un număr oarecare de cicluri complete, considerând cele două deplasări ca fiind de amplitudine y_1 şi y_{n+1} corespunzătoare timpilor t_1 şi $t_{n+1}=t_1+n*T$, unde "n" este un număr întreg iar T perioada.

Astfel se obţine relaţia 6.4 (Roşca, 2002):

$$\delta = \frac{1}{n}\ln\frac{y_1}{y_{n+1}} \tag{6.4}$$

La amortizari mici ($\xi < 0.1$):

$$\delta = \pi c / \sqrt{km} = \pi c /(m\,\omega) = 2\pi\xi \ . \tag{6.5}$$

- *factorul de pierderi* este marimea care exprimă ponderea energiei disipate în material, fiind funcţie de coeficientul de amortizare, masă şi pulsaţia proprie ω.

$$\xi = \delta /(2\pi) = c /(2m\omega) . \tag{6.6}$$

Spre deosebire de materialele omogene şi izotrope, în cazul lemnului se utilizează relaţiile aplicate teoretic şi experimental de Beldie (1965), Beldeanu (1996), Vladimirovici (2004), Bucur

(2006) ş.a. prezentate mai jos. Astfel, frecarea internă se exprimă prin decrementul logaritmic al amortizării vibraţiilor libere sau întreţinute δ, sau prin factorul de calitate al amortizărilor vibraţiilor întreţinute Q (Beldie 1965, Bucur 2006).

În cazul vibraţiilor libere, decrementul logaritmic se calculează cu relaţia (6.3), iar pentru vibraţii forţate, se aplică relaţia (6.7) – după Beldeanu (1996, 2001):

$$\delta = \pi \frac{\Delta_f}{f_r} = \pi \frac{f_2 - f_1}{f_r}, \tag{6.7}$$

în care f_r este frecvenţa de rezonanţă, în Hz, iar f_1, f_2 – frecvenţele corespunzătoare amplitudinilor vibraţiilor, $A_{1,2}=0.707*A_{max}$, conform Fig. 6.1.

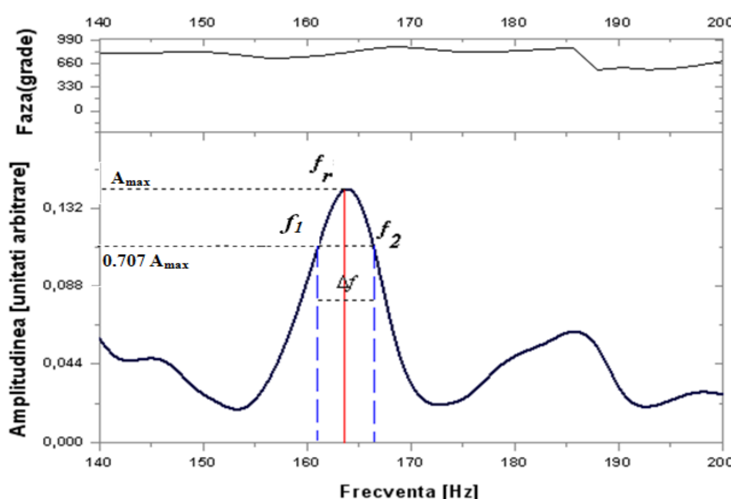


Fig. 6.1. Curba frecvenţei de rezonanţă a lemnului

Între valorile δ şi Q – factorul de calitate există relaţia:

$$Q = \frac{\pi}{\delta}. \tag{6.8}$$

Valoarea frecării interne depinde de umiditate, specie, direcţia de anizotropie, de dimensiunile şi structura epruvetei (bară, placă), de regularitatea şi continuitatea structurii lemnului, de modul de fixare şi metoda de investigare.

6.1.1. Metoda ciocanului de impact

Metoda ciocanului de impact, bazată pe excitarea structurii prin şoc, a fost utilizată pentru determinarea frecvenţelor proprii şi a decrementului logaritmic.

Standul experimental a fost construit conform schemei din Fig. 6.2. Fiecare structură (1) a fost rezemată pe un contur elastic din burete (2) şi lovită în diferite puncte de pe placă cu ciocanul de impact tip B&K 8204 (4) pentru structuri uşoare. Răspunsul plăcii a fost captat cu accelerometrul tip B&K 4517-002 (3) amplasat în centrul geometric al plăcii şi transmis prin dispozitivul de condiţionare (5) către placa de achiziţie tip DAQ (6) conectată la calculator (7).

Captarea şi vizualizarea semnalului s-a realizat prin intermediul programului dezvoltat în

LabView (Fig. 6.3.). Datele obţinute sub formă numerică au fost prelucrate grafic utilizând programul Microcal Origin. În Fig. 6.3 se observă secvenţe din timpul pregătirii şi execuţiei testelor. S-au determinat: decrementul logaritmic, coeficientul de amortizare şi frecvenţele proprii pentru fiecare placă. Pentru aceasta placa a fost impărţita în puncte aflate la distanţa de 20 mm, plecând de la axa longitudinală de simetrie şi axa transversală mijlocie. Accelerometrul uniaxial (pe direcţia z) a fost amplasat în centrul geometric al plăcii, iar cu ajutorul ciocanului de impact s-au excitat diferite puncte de pe placă. Semnalul captat de accelerometru a fost amplificat prin intermediul unui dispozitiv de condiţionare a semnalului, fiind transmis la placa de achizitie conectată la computer.

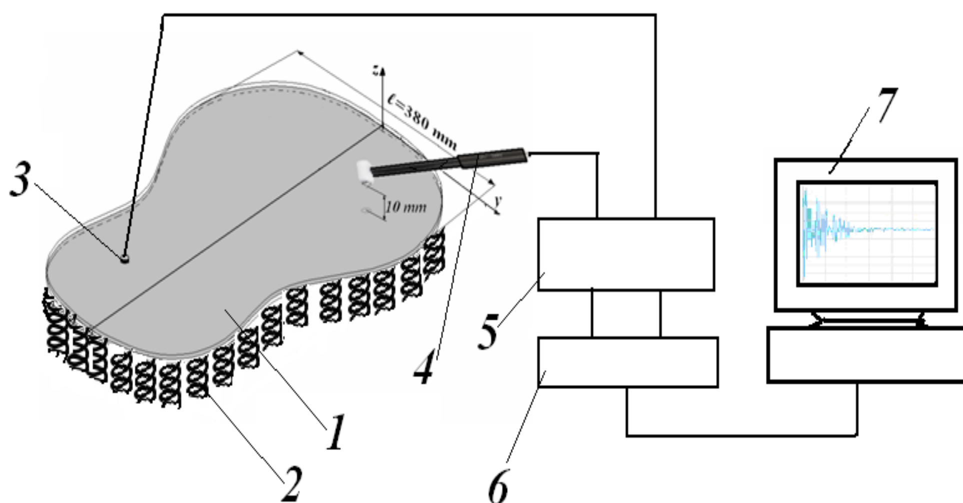


Fig. 6.2. Instalaţia experimentală
1 - placa studiată, 2- reazem elastic, 3 – accelerometru, 4 - ciocan de impact, 5 – dispozitiv de condiţionare, 6 - placa de achizitie DAQ, 7- calculator pentru vizualizarea și procesarea datelor

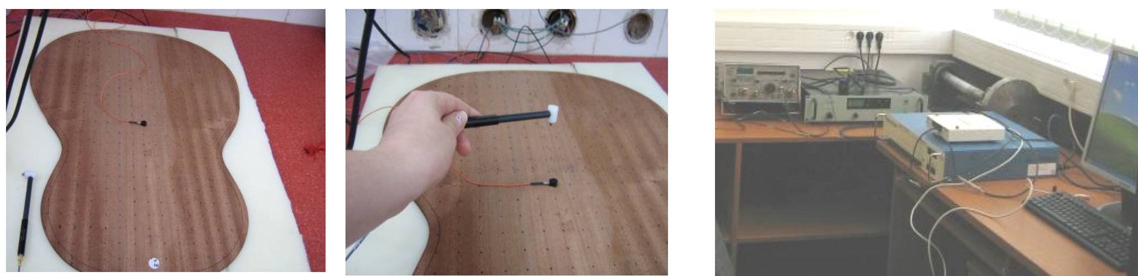


Fig. 6.3. Secvenţe din timpul măsurătorilor

Datele au fost captate cu ajutorul programului realizat în Labview (Fig. 6.4) care a permis şi vizualizarea lor sub forma grafică - ca semnal în timp şi ca semnal în frecvenţă (Fig. 6.5). Pentru corectitudinea rezultatelor, s-au calibrat aparatele cu generatorul de calibrat, introducându-se în calcule corecţia de $4,97 \cdot 10^4$ Hz. Toate plăcile au fost testate în aceleaşi condiţii de temperatură şi umiditate relativă a aerului, în cadrul Laboratorului de Vibraţii Mecanice din cadrul Catedrei de Rezistenţa Materialelor şi Vibraţii a Universităţii Transilvania din Braşov.

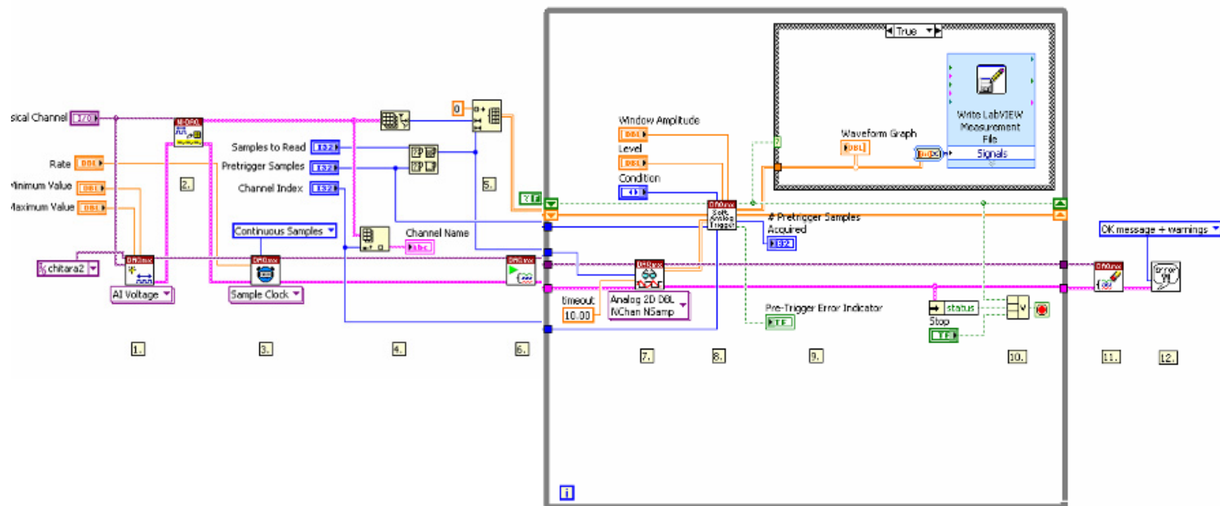


Fig. 6.4. Schema bloc a programului realizat în LabView

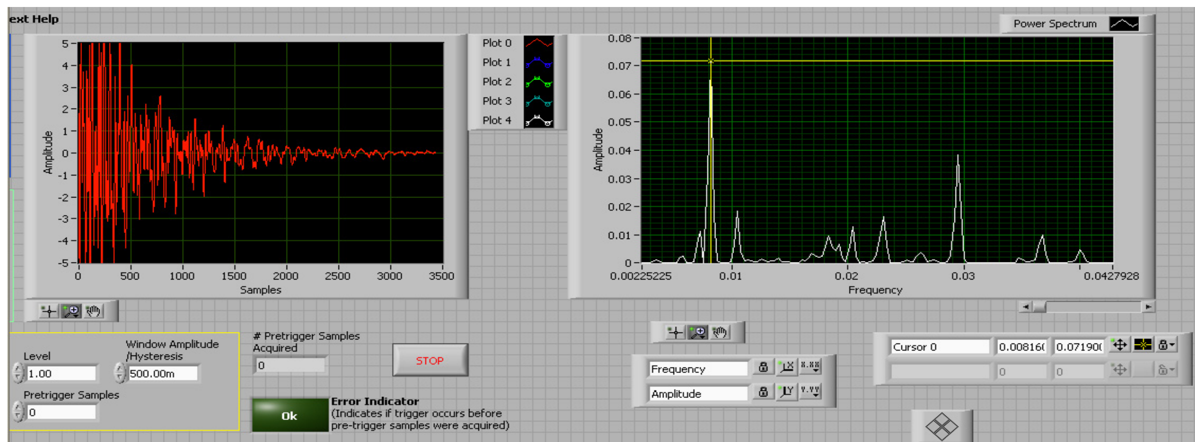


Fig. 6.5. Captarea şi vizualizarea grafică a semnalului de ieşire

Înainte de utilizare, s-a realizat precalibrarea accelerometrului şi a ciocanul de impact astfel încât acestea să funcţioneze la parametrii tehnici înscrişi şi recomandaţi. Caracteristicile aparatelor şi echipamentelor utilizate sunt prezentate mai jos. După efecturea testelor, s-a făcut postcalibrarea constatându-se că în timpul măsurătorilor nu au existat defecţiuni sau abateri de la caracteristicile standard ale echipamentelor.

Ciocanul de impact B&K tip 8204 (Fig. 6.6) – este format dintr-un cap constând într-un traductor de forţă piezoelectric prin intermediul căruia este excitată structura şi este măsurată forţa de impact, şi coada ciocanului protejată cu un strat de izolator.

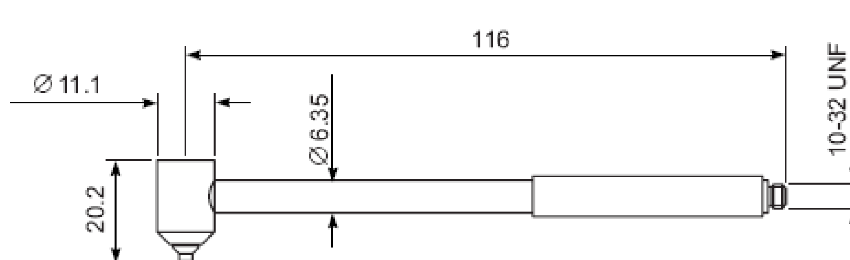


Fig. 6.6. Ciocanul de impact B&K tip 8204

Sensibilitatea ciocanului este de 20,75 mV/N, la temperatura de 22^0 C şi umiditatea relativă a aerului de 36%. Eroarea liniară este sub 2% pentru valoarea maximă a forţei de 220 N. Valoarea maximă a forţei de compresiune a traductorului piezoelectric este de 334 N. Masa seismică efectivă este de 2 g.

Accelerometrul B&K tip 4517-002 (Fig. 6.7) – este de tip piezoelectric cu conectare laterală şi preamplificare. Este realizat din titan ca material de protecţie şi cuarţ – ca element sensibil. Sensibilitatea este de 10 mV/g la temperatura de 22^0 C şi intensitatea curentului de 4 mA. Gama de frecvenţe este cuprinsă între 1 Hz şi 20 kHz. Sensibilitatea în direcţie transversală este sub 5% din sensibilitatea de referinţă, măsurată la 30 Hz şi acceleraţia de 100 m/s^2. Frecvenţa de rezonanţă este de 81 kHz, factorul de calitate este de 117, iar gama de măsurare a acceleraţiei este de ±4900 m/s^2 .

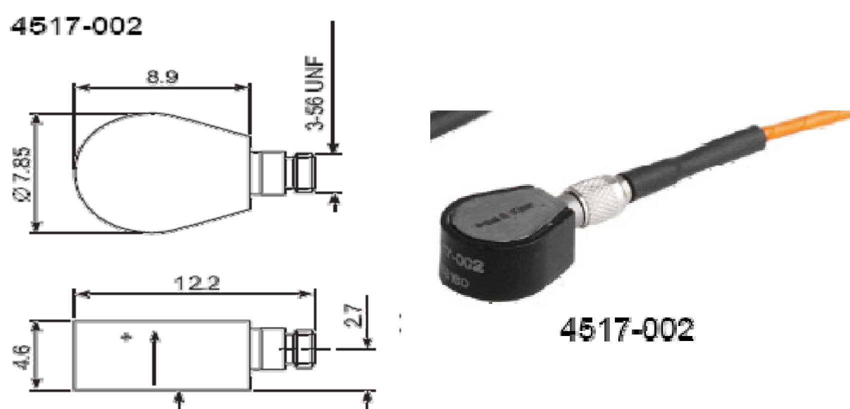


Fig. 6.7. Accelerometrul B&K tip 4517-002

Semnalele de intrare (de la ciocanul de impact) şi de ieşire (de la accelerometru) au fost transmise la placa de achiziţie *DAQ National Instruments* prin dispozitivul de condiţionare a semnalului *PCB Piezotronics tip 481A, cu 16 canale,* prin intermediul căruia s-a realizat amplificarea semnalului.

6.1.2. Materiale şi structuri testate

S-au testat plăci simple lignocelulozice din placaj şi lemn masiv cu geometria specifică plăcilor de chitară, din speciile cele mai utilizate în structura corpului de chitară: molid, paltin, mahon, nuc etc.

Caracteristicile fizice, elastice preluate din literatura de specialitate (Bucur 2006, Curtu 1983) şi valorile medii ale umidităţii şi grosimii măsurate pe plăcile luate în studiu, sunt prezentate în Tabelul 6.1. Densitatea şi modulul de elasticitate longitudinal au fost preluate din literatura de specialitate. Înainte de efectuarea determinărilor s-a măsurat umiditatea şi grosimea plăcilor în 7 puncte de pe placă, utilizând umidimetrul cu ultrasunete tip Merlin PM1-E din laboratorul de testări mecanice a Facultăţii de Industria Lemnului (Fig. 6.8).



a – epruvetă; b - umidimetru
Fig. 6.8. Măsurarea umidităţii şi grosimii plăcilor

Tabelul 6.1.

Caracteristicile fizice ale plăcilor testate

Specia / Sortiment	Mahon (Khaya ivorensis) Placaj cu 3 straturi		Nuc (Juglans regia) Placaj cu 3 straturi	
h [mm] U [%] ρ [kg/m^3] E_L [MPa]	2 mm 8,8 % 550 kg/m^3, 10000 MPa	2,2 mm 9 % 550 kg/m^3, 10000 MPa	2 mm 7,2 % 640 kg/m^3 11500 MPa,	2 mm 6,5 % 640 kg/m^3 11500 MPa
	Paltin (Acer platanoides) Placaj cu 3 straturi		Cireş (Prunus avium) Placaj cu 3 straturi	
h [mm] U [%] ρ [kg/m^3] E_L [MPa]	2,5 mm 8,9 % 580 kg/m^3 13300 MPa	2,8 mm 9 % 580 kg/m^3 13300 MPa	2,8 mm 9,7 % 540 kg/m^3 10900 MPa	2,6 mm 9,3 % 540 kg/m^3 10900 MPa
	Carpen (Carpinus Betulus) Placaj cu 3 straturi		Molid (Picea abies) Lemn masiv	
h [mm] U [%] ρ [kg/m^3] E_L [MPa]	2,8 mm 6,6 % 610 kg/m^3 16000 MPa	2,6 mm 7% 610 kg/m^3 16000 MPa	2,8 mm 8,7 % 450 kg/m^3 14000 MPa	2,6 mm 7,4 % 450 kg/m^3 14000 MPa

Influenţa materialului (speciei lemnoase) asupra caracteristicilor acustice ale plăcilor

6.1.3. Determinarea decrementului logaritmic pentru plăcile de chitară din diferite specii lemnoase

În Fig. 6.9 sunt prezentate înregistrări ale răspunsului plăcilor în domeniu timp, captate cu programul realizat în Labview.

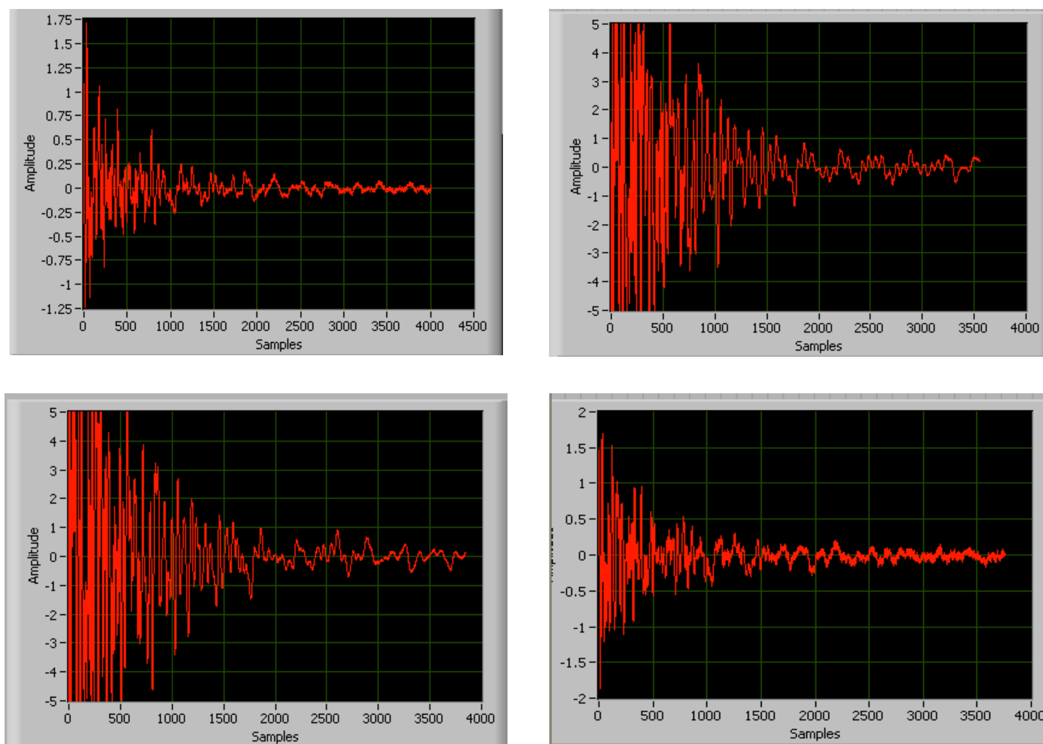


Fig. 6.9. Curbele de amortizare a vibraţiilor libere a plăcilor studiate

Viteza de "*stingere*" a mişcării vibratorii a fost evaluată prin determinarea decrementului logaritmic δ conform relaţiei de calcul (6.7). Pe baza curbei frecvenţei de rezonanţă prezentate în Fig. 6.10, s-a determinat valoarea decrementului logaritmic pentru fiecare placă testată.

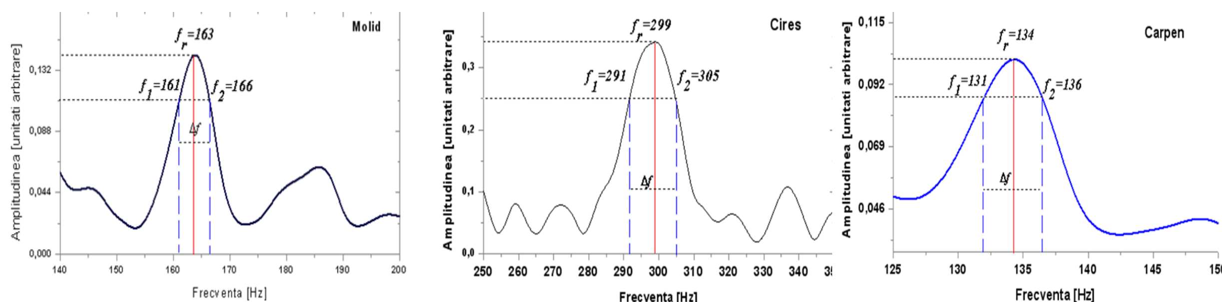


Fig. 6.10. Curba frecvenţei de rezonanţă determinată pentru speciile analizate

S-a observat că, în cadrul aceleiaşi specii există diferenţe valorice ale decrementului logaritmic, fapt pentru care fiecare structura - chitară va fi unică din punct de vedere acustic datorită caracteristicilor particulare ale lemnului chiar şi în cadrul aceeleaşi specii. Aceste deosebiri

structurale macro şi microscopice ale lemnului se imprimă cu atât mai mult asupra caracteristicilor acustice – acestea fiind rezultatul interacţiunii dintre elementele nanostructurale ale materialului. În Fig. 6.11 sunt redate valorile medii ale decrementelor logaritmice în funcţie de speciile studiate. Plăcile din molid se plasează între speciile studiate din punct de vedere al valorii decrementului logaritmic, fapt ce valorificat de lutieri în mod intuitiv prin combinaţiile de specii (molid-paltin, molid-mahon, molid-carpen, molid-nuc, molid-cireş) din structura corpului chitarei. Valorile decrementului logaritmic ale plăcilor de chitară simple, fără nervuraţii, sunt comparabile cu cele din literatura de specialitate. Astfel, Vladimirovici (2004) înregistrează pe structuri similare – plăci de chitară, valori ale decrementului logaritmic cuprinse între 0,157 ÷ 0,377, în funcţie de complexitatea structurală a plăcilor.

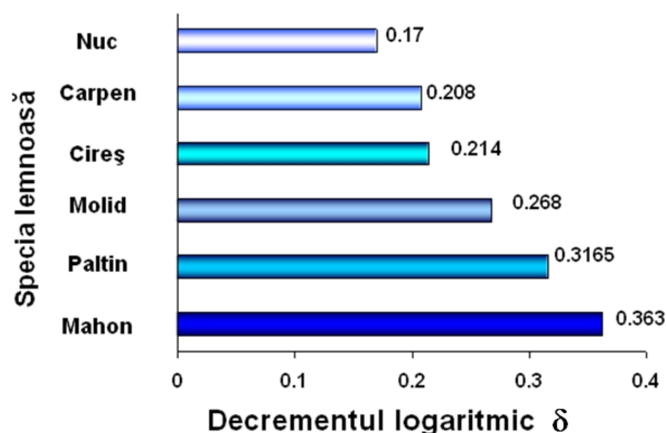


Fig. 6.11. Variaţia decrementului logaritmic în funcţie de specie

Ţinând cont de caracterul complex al fenomenului de rezonanţă, rezultat din contrubuţia numeroşilor factori – biochimici, elastici, geometrici, tehnici, acustici, Beldeanu şi Pescăruş (1996) introduc noţiunea de clasă de calitate acustică, efectuând studii statistice pe epruvete de molid apreciaţi ca fiind de rezonanţă. Astfel aceştia au pus în evidenţă următoarele grupe de valori ale decrementului logaritmic exprimat sub forma expriesiei $2\pi tan\delta$, pentru calitatea acustică a molidului de rezonanţă: valori foarte bune (0,0175 – 0,0197), valori bune (0,0197 – 0,0219) şi necorespunzătoare (mai mari de 0,022). Alte studii din literatura internaţională (Bucur, 2006), (Richardson, 1986) realizate prin metoda ultrasunetelor pe epruvete din lemn de rezonanţă prezintă ca valori optime cele cuprinse în intervalul 0,02 ÷ 0,026.

6.1.4. Determinarea răspunsului în domeniul frecvenţă al plăcilor din diferite specii

Pentru determinarea răspunsului în domeniul frecvenţă al plăcilor s-a utilizat transformata rapidă Fourier (notată FFT) din programul de prelucrare grafice Microcal Origin. Astfel s-au obţinut valorile frecvenţelor proprii pentru plăcile analizate. Din curbele prezentate în Fig. 6.12 se constată că speciile analizate prezintă pe mai multe frecvenţe proprii care contribuie la formarea timbrului şi

calităţii acustice a chitarei. Analizând comparativ reprezentările grafice din Fig. 6.12, se observă că molidul răspunde cu un număr bogat de armonice la excitaţia exterioară.

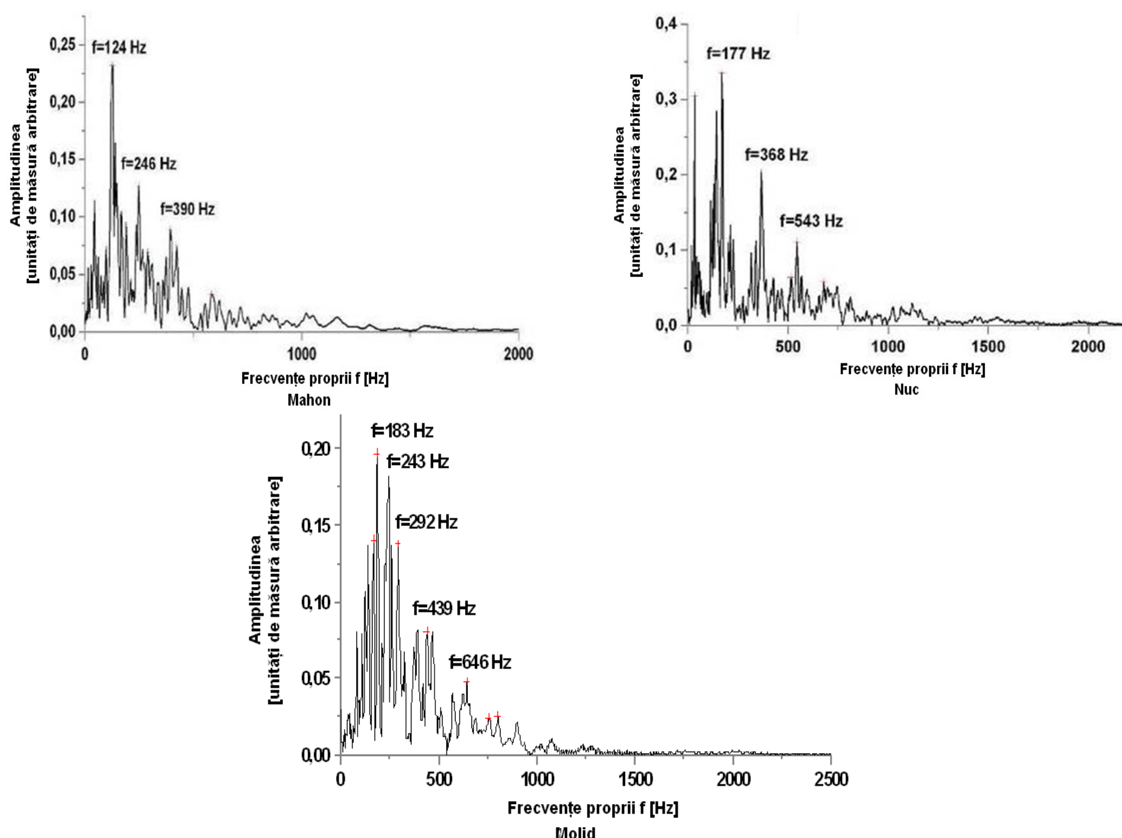


Fig.6.12. Determinarea frecvenţelor de rezonanţă prin FFT

Rezultatele obţinute au condus la gruparea speciilor analizate după înălţimea frecvenţelor fundamentale determinate. Astfel, din punct de vedere al clasificării speciilor după valorile frecvenţelor fundamentale (Fig. 6.13) speciile se pot grupa în specii cu frecvenţa fundamentală joasă (121 Hz – cazul mahonului) şi specii cu frecvenţa fundamentală înaltă (295 Hz – cazul cireşului).

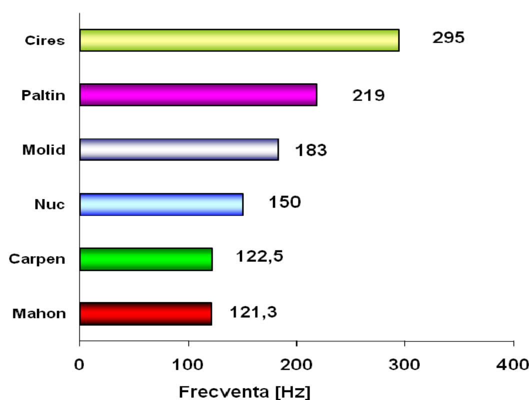


Fig. 6.13. Variaţia frecvenţei proprii medii ale plăcilor din speciile testate

Molidul se plasează între valorile extreme ale frecvenţelor proprii ale speciilor analizate, fapt ce îl face să poată fi combinat cu diferite specii în cadrul cutiei de rezonanţă a chitarei. Conţinutul estetic al timbrului chitarei depinde de acordul dintre sunetul fundamental al plăcii de

faţă (molid) cu cel al plăcii de spate (celelalte specii), precum şi de combinaţia dintre sunetele fundamentale şi armonice, aceasta ducând la clasificarea chitarelor după calitatea sunetului emis (în tonalităţi grave, medii, înalte). În literatura muzicală se utilizează o serie de termeni ce caracterizează timbrul muzical al unui instrument, în cazul de faţă chitara: sunete dulci, suave, melancolice, grave, clare, răguşit etc., rezultate doar din experienţa şi urechea muzicală a muzicienilor. Actualele cercetări urmăresc explicarea ştiinţifică a rezultantei acustice a instrumentului muzical – sunetele, îmbogăţirea şi îmbunătăţirea calităţii acustice a instrumentului prin cercetările teoretice şi experimentale întreprinse.

Influenţa metodei şi parametrilor luaţi în calcul asupra caracteristicilor dinamice

6.1.5. Comparaţii între rezultatele obţinute numeric şi cele experimentale

Pentru validarea rezultatelor obţinute experimental, acestea au fost comparate cu cele determinate prin metoda elementului finit (Curtu, 2008 – [C25], Stanciu, 2008 - [S22]) (Fig. 6.14 ÷ 6.17).

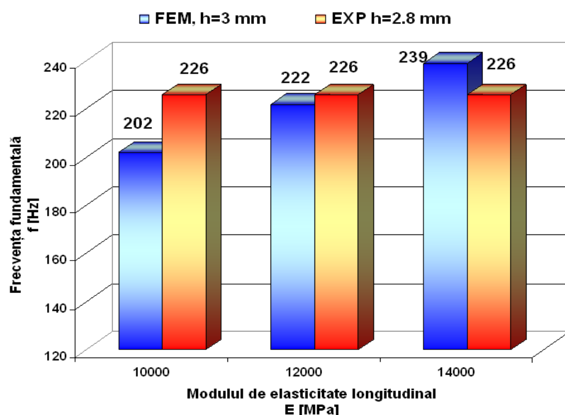


Fig. 6.14. Comparaţii între frecvenţa proprie obţinută prin metode numerice (FEM) şi cele experimentale (EXP), în cazul plăcii simple din molid, pentru h=3mm (FEM) şi h=2,8mm (EXP), ρ = 500 kg/m^3

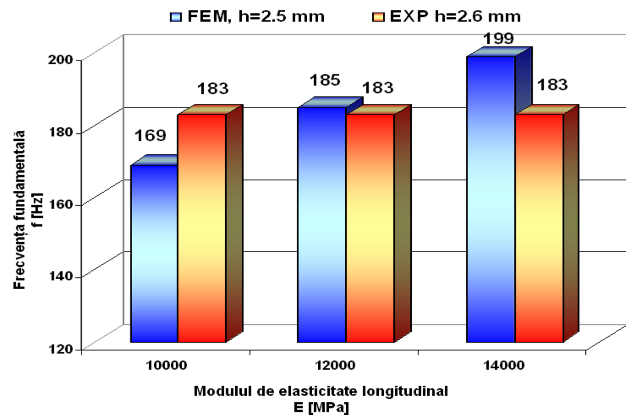


Fig. 6.15. Comparaţii între frecvenţa proprie obţinută prin metode numerice (FEM) şi cele experimentale (EXP), în cazul plăcii simple din molid pentru h=2,5mm (FEM) şi h=2,6mm (EXP), ρ = 500 kg/m^3

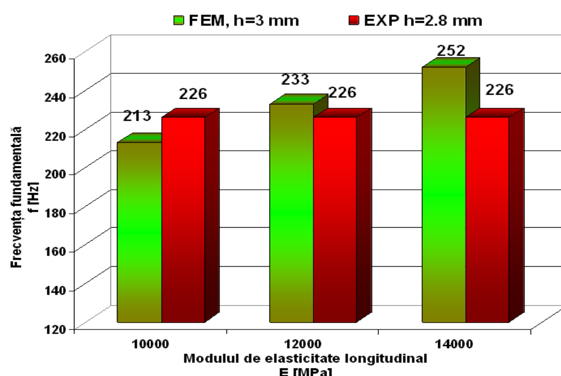


Fig. 6.16. Comparaţii între frecvenţa proprie obţinută prin metode numerice (FEM) şi cele experimentale (EXP), în cazul plăcii simple din molid, pentru grosimile h=3 mm (FEM) şi h=2,8mm (EXP), densitatea ρ = 450 kg/m^3

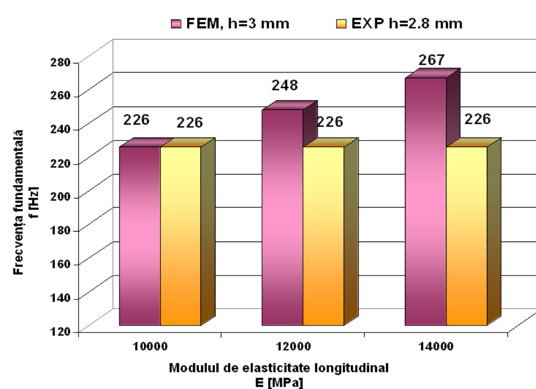


Fig. 6.17. Comparaţii între frecvenţa proprie obţinută prin metode numerice (FEM) şi cele experimentale (EXP), în cazul plăcii simple din molid, pentru grosimile h=3 mm (FEM) şi h=2,8mm (EXP), densitatea ρ = 400 kg/m^3

S-a constatat că pentru *grosimi apropiate*, *modul de elasticitate longitudinal E=12000 MPa şi densitatea de 500 kg/m^3, între valorile frecvenţelor fundamentale obţinute experimental şi cele numerice există o abatere de 1,8%* (Fig. 6.14). Variaţii similare, *până în 5% s-au înregistrat şi pentru grosimi mai mici (2,5...2,6 mm) şi aceiaşi parametrii elastici* – Fig. 6.16. sau pentru grosimi de 2,8 – 3 mm şi densităţi de 450 kg/m^3 (Fig. 6.16). În cazul plăcii modelate cu FEM caracterizată prin *grosimea h=3 mm (FEM)), densitatea ρ = 400 kg/m^3 şi E= 10000 MPa s-au obţinut valori identice cu determinările experimentale ale frecvenţei fundamentale ale plăcii de molid cu grosimea h=2,8 mm (EXP)* (Fig. 6.17). Aceste rezultate confirmă faptul că modelele matematice utilizate prin metoda elementelor finite cu precădere, sunt corect estimate, parametrii şi ipotezele utilizate apropiindu-se de valorile reale. În acest sens, se poate afirma că, metoda numerică utilizată constituie o modalitate viabilă de modelare a structurilor din plăci, fiind valorificată cu încredere în studiile privind optimizarea structurală a corpurilor de chitară.

În concluzie, metoda ciocanului de impact utilizată a oferit rezultate relevante pentru studiul curent, cu privire la caracteristicile acustice ale lemnului din specii diferite. Fiecare specie prezintă particularităţile sale de macro şi microstructură, fapt pentru care aprecierea caracteristicilor acustice necesită un studiu statistic foarte riguros, care nu face obiectul cercetărilor prezentate. Chiar şi în cadrul aceleiaşi specii, s-au constat diferenţe sensibile datorită neomogenităţii materialului lemnos şi a modului de debitare a semifabricatelor utilizate în construcţia plăcilor.

6.2. Cercetări experimentale privind răspunsul plăcilor şi structurilor din plăci lignocelulozice compozite la vibraţii forţate

Comportarea lemnului sub acţiunea undelor sonore este influenţată pe de o parte de energia sonoră care ajunge în contact cu lemnul, iar pe de altă parte de natura şi starea materialului lemnos (structura macro şi microscopica a lemnului, umiditatea si temperatura lemnului, proprietăţile elastice, orientarea structurii - longitudinal, transversal, radial, tangenţial, complex). Ca urmare a vibraţiilor, în lemn se produc frecări interne care transformă energia sonoră iniţială într-o energie sonoră modificată, luând naştere fenomenul de rezonanţă, cât şi într-o energie calorică, datorită schimburilor energetice intermoleculare (Curtu, 2009 – [28, 29]). Cea mai importantă proprietate acustică a lemnului este capacitatea de recepţionare a sunetelor cu frecvenţa apropiată sau identică cu frecvenţa membranelor sale. Astfel se produce fenomenul de rezonanţă care duce la amplificarea sunetelor şi emiterea lor cu un timbru îmbogăţit cu armonicele formante produse în lemn ca urmare a structurii sale complexe şi anizotrope. Ţinând cont de faptul că în realitate, plăcile de chitară sunt solicitate de vibraţiile forţate ale corzilor, răspunsul şi comportarea lor dinamică constituie obiectivul cercetărilor experimentale ale acestui subcapitol.

Studiile realizate în condiţii de laborator, au urmărit stabilirea factorilor şi modului în care aceştia influenţează comportarea dinamică a structurilor, de la cele mai simple – plăci, la cele

mai complexe – chitara. Pentru obţinerea vibraţiilor forţate, s-au utilizat aparate care au simulat acţiunea corzilor de chitară, acestea din urmă nefăcând obiectul cercetărilor. Astfel, conform literaturii de specialitate (Inta 2006, Vladimirovici 2004), investigaţiile s-au bazat pe metoda generatorului de vibraţii forţate întreţinute.

6.2.1 Metoda vibraţiilor forţate întreţinute

a) Metoda noncontact dintre sursa de excitaţie şi structură (metoda difuzorului)

Metoda de determinarea a răspunsului structurii la vibraţii forţate, utilizând ca sursă de excitaţie presiunea sonoră a aerului dintre placă şi difuzor, a constat în generarea frecvenţelor cu generatorul de semnal (1) şi amplificarea lor prin intermediul amplificatorului (2). Semnalul acustic emis prin difuzorul cu membrană (3) amplasat sub placă (6) produce vibraţia plăcii rezemată pe suportul elastic din burete (7). Semnalul de ieşire este captat cu ajutorul accelerometrului (5), amplificat prin dispozitivul de condiţionare (8) şi achiziţionat prin placa de achiziţie tip DAQ (9). Datele au fost stocate şi reprezentate grafic în calculator (10) prin intermediul programului realizat în Labview. Figurile Chladni obţinute prin dispunerea nisipului (11) pe liniile nodale ale plăcii au fost imortalizate cu ajutorul camerei foto digitale (4). În Fig. 6.18 este prezentată schema instalaţiei experimentale utilizate prin această metodă. Frecvenţele de excitaţie au fost cele de referinţă, corespunzătoare frecvenţelor de vibraţie ale corzilor: 82,4 Hz, 110 Hz, 146 Hz, 196 Hz, 246,9 Hz, 329 Hz precum şi frecvenţe înalte aflate în relaţii de terţă sau cvintă cu cele de bază (Cotta, 1983).

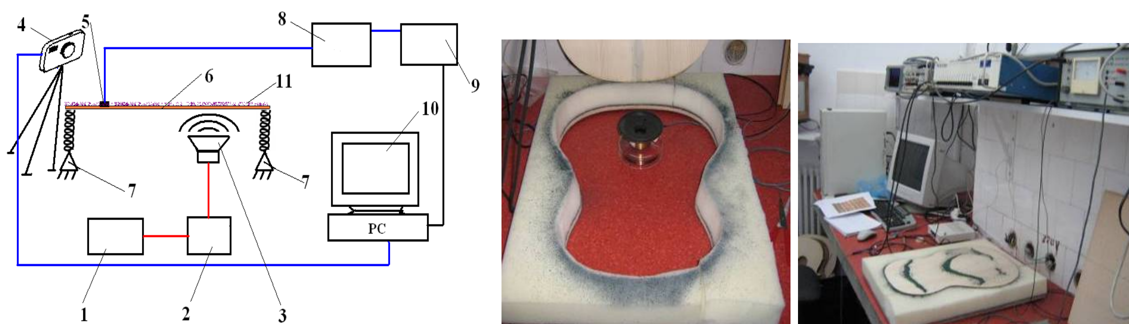
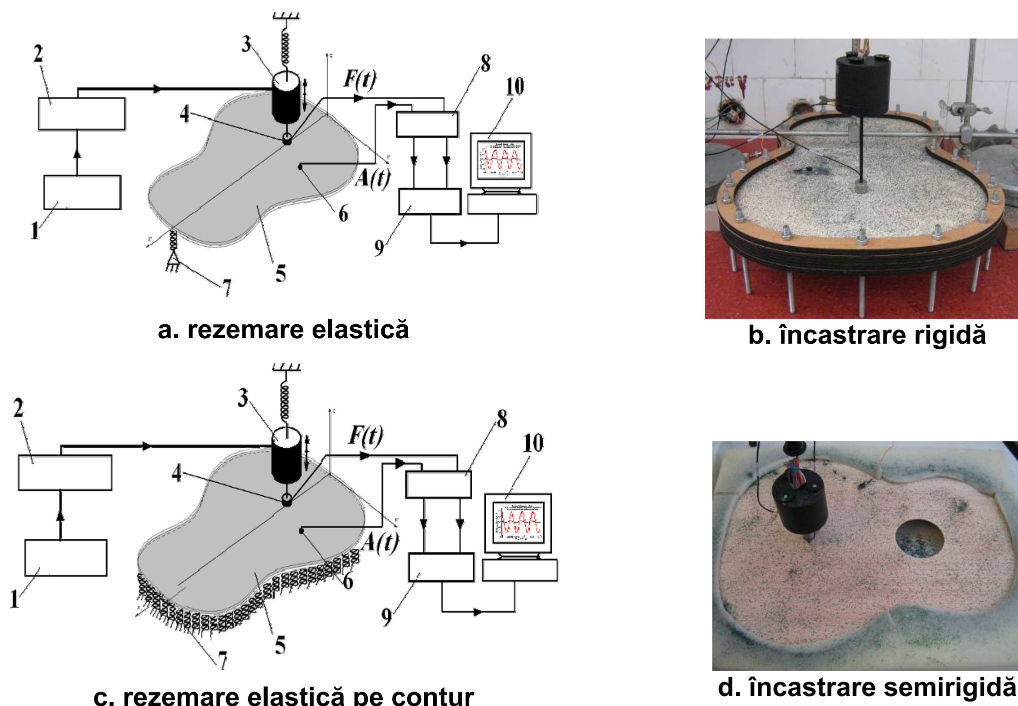


Fig. 6.18. Schema intslaţiei experimentaleîn cazul utilizării difuzorului ca sursă de excitaţie: 1-generator de semnal, 2 – amplificator, 3 – difuzor cu membrană, 4 – camera foto digitală, 5 – epruvetă (placă), 6 – accelerometru, 7 – reazeme elastice, 8 – condiționer, 9 – placă de achiziţie, 10 – computer pentru vizualizarea şi prelucrarea datelor, 11 – nisip

b) Metoda prin contact direct între excitatorul de vibraţii forţate şi structură

O altă metodă de investigare experimentală utilizată în cadrul acestor cercetări a fost cea a generatorului de vibraţii forţate prin intermediul unei mase vibrante ataşate de structura analizată. Pentru testarea propriu-zisă a structurilor din plăci de chitară nu există standarde specifice privind metodele de investigare, însă pe baza similitudinilor dintre acestea şi plăcile de vioară, au fost consultate standardele STAS 9868/2-74, STAS 10825-76, STAS 11363-85, de unde s-au extras date şi metode adaptabile structurilor analizate. Totodată, consultând literatura de specialitate în domeniul vibraţiilor mecanice (Chiriacescu – 2004, 2007, Balcu – 1996, Buzdugan – 1979, Szava

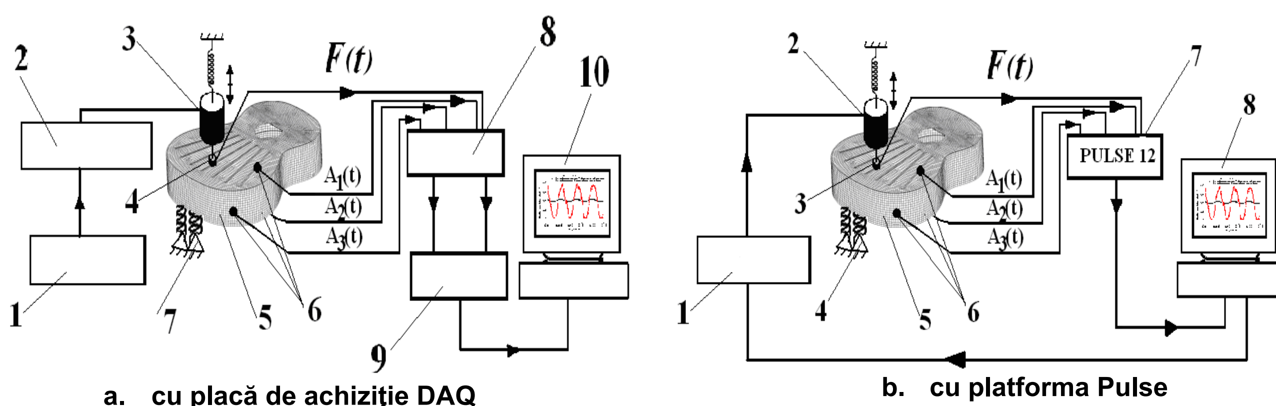
– 2007, Bratu – 2000), pe cea având ca subiect de studiu chitara (Valdimirovici – 2004, Inta-2006, Wienreich -1983, Cotta 1983 ş.a.) şi realizând o serie de teste preliminare, s-a elaborat metoda de măsurare a răspunsului dinamic al plăcilor şi structurilor din plăci de chitară, în concordanţă cu materialele, dispozitivele şi aparatele existente la momentul respectiv. În funcţie de condiţiile de contur stabilite, de tipul structurii şi modul de achiziţie a datelor s-au realizat următoarele standuri experimentale: instalaţia pentru testarea plăcilor (Fig. 6.19); instalaţia pentru testarea corpurilor de chitară (Fig. 6.20); instalaţia pentru testarea corpurilor de chitară cu gât (Fig. 6.21).



a. rezemare elastică **b. încastrare rigidă**

c. rezemare elastică pe contur **d. încastrare semirigidă**

Fig. 6.19. Instalaţia experimentală pentru testarea plăcilor de chitară: 1-generator de frecvenţă, 2 – amplificator, 3 – excitator, 4 – traductor de forţă, 5 – placă, 6 – accelerometru, 7 – reazeme elastice, 8 – condiționer, 9 – placă de achiziţie, 10 – computer pentru vizualizarea şi prelucrarea datelor



a. cu placă de achiziţie DAQ

1 – generator de frecvenţă, 2 – amplificator, 3 – excitator, 4 – traductor de forţă, 5 – cutia de chitară, 6 – accelerometre, 7 – reazeme elastice, 8 – condiționer, 9 – placă de achiziţie, 10 – computer pentru vizualizarea şi prelucrarea datelor

b. cu platforma Pulse

1 – generator de frecvenţă, 2 – excitator, 3 – traductor de forţă, , 4 – reazeme elastice, 5 – cutia de chitară, 6 – accelerometre, 7 – platforma Pulse12, 8 – computer pentru vizualizarea şi prelucrarea datelor

Fig. 6.20. Instalaţia experimentală utilizată pentru testarea corpurilor de chitară fără gât

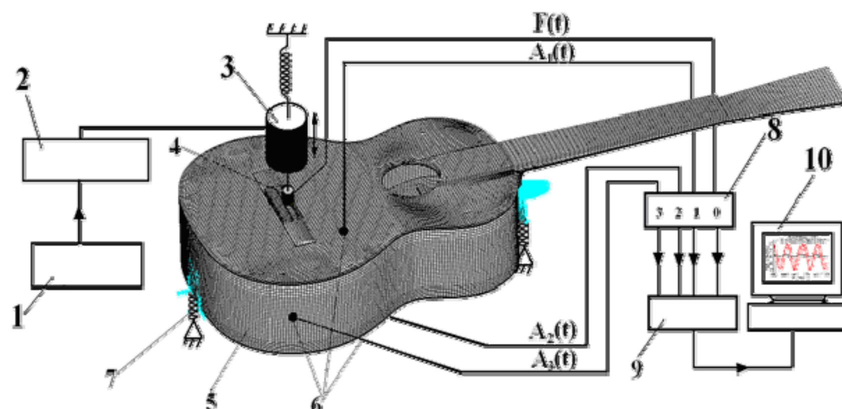


Fig. 6.21. Instalaţia experimentală utilizată pentru testarea corpurilor de chitară cu gât : 1 – generator de frecvenţă, 2 – amplificator, 3 –excitator, 4 – traductor de forţă, 5 – cutia de chitară, 6 – accelerometre, 7 – reazeme elastice, 8 – condiționer, 9 – placă de achiziţie, 10 – computer pentru vizualizarea şi prelucrarea datelor

Principiul metodei constă în fixarea pe structură (placă, corp, chitară) - a capului de impedanţă al generatorului de vibraţii - excitatorul B&K prevăzut cu un traductor de forţă. Excitatorul a fost amplasat în zona cordarului, conform studiilor din literatura de specialitate. Masa vibrantă solicită structura la vibraţii armonice prin intermediul generatorului de semnal şi a amplificatorului. Mărimea de intrare (a forţei de excitaţie) a fost măsurată cu traductorul de forţă, iar semnalele de ieşire au fost captate cu accelerometrele de tip B&K 4517-002. Pentru captarea semnalelor de intrare şi ieşire s-a utilizat în prima etapă a cercetărilor experimentale placa de achiziţie tip DAQ, iar ulterior s-a ataşat platforma Pulse 12 cu softul de prelucare de date, înlocuind astfel o parte din componentele instalaţiei cum ar fi condiţionerul, placa de achiziţie şi programul de vizualizare şi prelucrare primară a datelor. Pentru determinarea formelor vibratorii, plăcile au fost acoperite cu un strat subţire şi uniform de nisip cu o granulaţie de 100-150 microni. Figurile Chladni rezultate au fost captate cu ajutorul unei camere foto digitale.

Din investigaţiile experimentale preliminare proprii s-a constatat că este dificilă excitarea plăcii cu o amplitudine suficientă pentru identificarea tuturor modurilor vibratorii, precum şi existenţa unei variaţii a răspunsului structurilor la diferite frecvenţe. Pentru aceasta s-au efectuat teste pe toate tipurile de structuri în vederea stabilirii mărimilor de intrare corespunzătoare. Ulterior, în toate determinările experimentale s-au utilizat aceleaşi date de intrare ale mărimii frecvenţelor de excitaţie, ale tensiunii de amplificare a semnalului şi intensităţii curentului (Tabelul 6.2).

Tabel 6.2.

Valorile mărimilor de intrare în sistem

Frecvenţa de excitaţie	110 Hz	146 Hz	196 Hz	246 Hz	329 Hz	413 Hz	440 Hz	588 Hz	720 Hz	980 Hz
Tensiunea de amplificare a semnalului	1,8 V	1,8 V	1,2 V	1,2 V	1,2 V	1,5 V	2,1 V	3,5 V	3,1 V	1,5 V
Intensitatea curentului	0,5 A	0,5 A	0,3 A	0,3 A	0,3 A	0,3 A	0,4 A	0,7 A	0,7 A	0,3 A

6.2.2 Materiale şi structuri testate

Cercetările întreprinse au urmărit pe de o parte stabilirea relaţiilor cauzale dintre materialul structuriilor (specia, sortimentul), gradul de complexitate al structurii (placă-cutie-chitară) şi gradul de rigidizare dat de sistemul de bare amplasat pe plăcile de molid, iar pe de altă parte compararea structurilor din punct de vedere al răspunsului acesta. S-au testat următoarele tipuri de structuri:

- **Plăci individuale:** (Tabelul 6.3)

Tabelul 6.3.

Tipuri de plăci studiate

Structură	PR1	PS1	P3BT	P5BR2T	P7BR2T	P3BR2V
Umiditatea U [%]	**7,9%**	**7,8%**	**8,1 %**	**8,3 %**	**8,2%**	**8,4%**
Masa [g]	**290**	**187,5**	**290**	**316**	**318**	**312**

  - rectangulare din placaj de molid şi tei;
  - cu geometria specifică chitarei clasice, simple, fără nervuraţii, din speciile menţionate în subcapitolul 6.1;
  - plăci de faţă pentru chitara clasică, din molid, prevăzute cu rozetă şi sisteme de bare (Tabelul 6.3):
    - cu trei bare transversale (P3BT);
    - cu trei bare radiale şi două transversale (P3BR2T);
    - cu cinci bare radiale şi două transversale (P5BR2T);
    - cu şapte bare radiale şi două transversale (P7BR2T);
    - cu trei bare radiale, două în V şi două transversale (P2BR2V).
- **Corpuri de chitară nefinisate** (Tabelul 6.4)
  - Cu placa de faţă prevăzută cu trei bare transversale (C3BT), faţa din molid, spatele din placaj de tei, eclisa din fag;
  - Cu placa de faţă prevăzută cu trei bare radiale şi două transversale (C3BR2T), faţa din molid, spatele din tei, eclisele din fag;
    - cu cinci bare radiale din lemn fibră de carbon şi fibră de sticlă două transversale (C5BR2T);
  - Cu placa de faţă prevăzută cu şapte bare radiale şi două transversale (C7BR2T), faţa din molid, spatele - paltin, eclisele – paltin;
  - Cu placa de faţă prevăzută cu trei radiale, două în V şi două transversale (C2BR2V), cu sistem nou de bare (CSN), faţa din molid, spatele - tei, eclisele – paltin.

- **Chitara nefinisată (corpuri de chitară cu gât)** fără corzi cu şapte radiale şi două transversale (Ch7BR2T) (Fig. 6.23).

Tabelul 6.4.

Tipuri de structuri din plăci – corpuri de chitară

Structură	**C3BT**	**C5BR2T**	**C7BR2T**	**C3BR2V**
Umiditatea U [%]	$U_{fața}$= 9,08 % U_{spate}=7,20%	$U_{fața}$= 6,24% U_{spate}=5,54%	$U_{fața}$= 6,94% U_{spate}=7,20%	$U_{fața}$ = 7,20% U_{spate}=6,30%



Fig. 6.22. Tipul de chitară studiată

6.2.3. Determinarea răspunsului în domeniul timp şi frecvență al structurilor din plăci

Comportarea dinamică a structurilor se evaluează prin diferite metode de analiză a semnalului vibro-acustic, cum ar fi: analiza în domeniul frecvență, în domeniul timp, în domeniul amplitudine, analiza prin funcția de autocorelație, analiza spectrului de putere, analiza prin funcția de transfer în frecvență şi prin metoda analizei modale (Drăgan 2003).

În cadrul cercetărilor experimentale efectuate, comportarea dinamică a structurilor testate a fost evaluată atât prin metode vizuale estimative prin determinarea a modurilor de vibrație şi a formelor vibratorii specifice structurilor cât şi prin metode de analiză a semnalului vibroacustic bazate pe analiza în domeniul timpului, în domeniul frecvență prin tranformata rapidă Fourier (FFT) şi analiza spectrului de putere. Analiza semnalului în domeniul timpului reprezintă o modalitate eficientă de studiu pentru stabilirea evoluției semnalului în timp, fiind valabilă cu precădere pentru analiza semnalelor nestaționare tranzitorii sau staționare aleatorii. Cea mai simplă modalitate de analiză în domeniu timp este medierea în timp şi exprimarea corespunzătoare a rezultatelor fie ca

mărimi globale, fie în spectre de frecvenţă (Drăgan, 2003). În investigaţiile întreprinse, aplicarea acestei metode a avut ca rol stabilirea momentelor în care părţile componente ale chitarei intră în vibraţie, la diferite frecvenţe de excitaţie, precum şi analiza existenţei neliniarităţilor dintre mărimile de intrare şi mărimile de ieşire.

Măsurarea în domeniul frecvenţă şi utilizarea tehnicii de prelucrare a datelor prin transformata rapidă Fourier (FFT) a fost utilizată pentru determinarea frecvenţelor de rezonanţă a structurii la vibraţii periodice forţate. Obţinerea spectrului de putere derivă din teoremele lui Shannon şi Weaver (Drăgan, 2003), conform cărora, seriile de timp de entropie maximă sunt guvernate de funcţia de probabilitate gausiană şi că entropia este proporţională cu logaritmul spectrului. În tehnică se utilizează cu precădere analiza CEPSTRUM. Termenul CEPSTRUM reprezintă anagramarea cuvântului SPECTRUM, definind iniţial analiza spectrului de putere al semnalului din domeniul timp – respectiv aplicarea transformatei Fourier asupra logaritmului spectrului de putere. Ulterior, analiza CEPSTRUM a fost redefinită prin utilizarea tranformatei Fourier inverse asupra spectrului de putere.

Rezultatele obţinute experimental au fost prelucrate grafic şi comparate în funcţie de factorii care influenţează răspunsul acestor structuri. În continuare sunt prezentate rezultatele grupate după criteriul factorilor de influenţă.

Influenţa condiţiilor de contur asupra răspunsului în domeniu timp al structurilor din plăci

- Pentru cele două cazuri de rezemare a plăcii (pe două reazeme elastice şi pe întreg conturul), forma răspunsului dinamic este armonic.
- În Fig. 6.23. sunt redate semnalele armonice captate de la traductorul de forţă şi de la accelerometru. Mărimea amplitudinii răspunsului în domeniul timp al plăcii încastrate pe contur este apropiată de mărimea amplitudinii forţei de excitaţie, ceea ce înseamnă că o fixare a plăcilor prin încastrare favorizează transmiterea vibraţiilor plăcii.

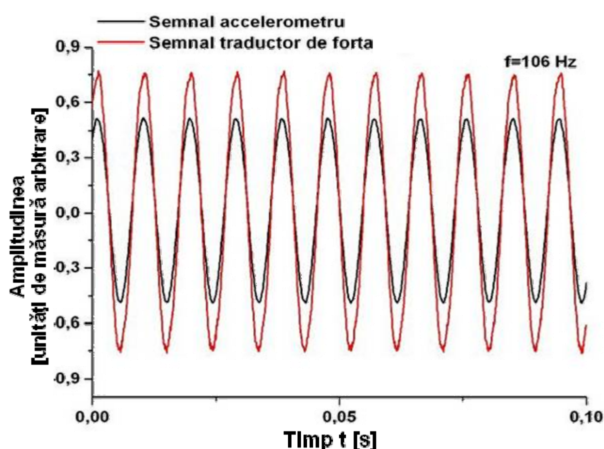


Fig. 6.23. Analiza semnalului de intrare/ieşire în cazul plăcii încastrate pe contur

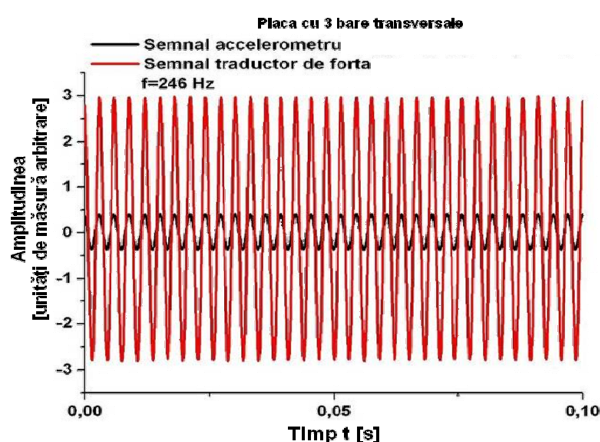


Fig. 6.24. Amplitudinea de vibraţie a plăcii simplu rezemate, comparativ cu cea forţei de excitaţie

- În Fig. 6.24 sunt reprezentate comparativ răspunsurile plăcii în cazul rezemării şi în cazul încastrării. Se constată că amplitudinile vibraţiilor plăcii simplu rezemată sunt cu 80 - 83% mai mici decât ale semnalului de excitaţie, pe când în cazul încastrării, raportul este de doar 37%. Deci condiţiile de contur ale structurii influenţează hotărâtor amplitudinile de vibraţie a acestora.

Influenţa complexităţii structurii asupra răspunsului în domeniul timpului

În Fig. 6.25...6.27 sunt reprezentate răspunsurile la vibraţii forţate ale plăcilor din diferite specii grupate pe frecvenţele de excitaţie. *Se observă că la o excitaţie forţată întreţinută de tip armonic, forma răspunsului în domeniul timp este tot de tip armonic. Această relaţie liniară între tipul forţei de excitaţie şi forma răspunsului structurii se înregistrează pentru toate tipurile de structuri analizate, indiferent de complexitatea lor şi de material.*

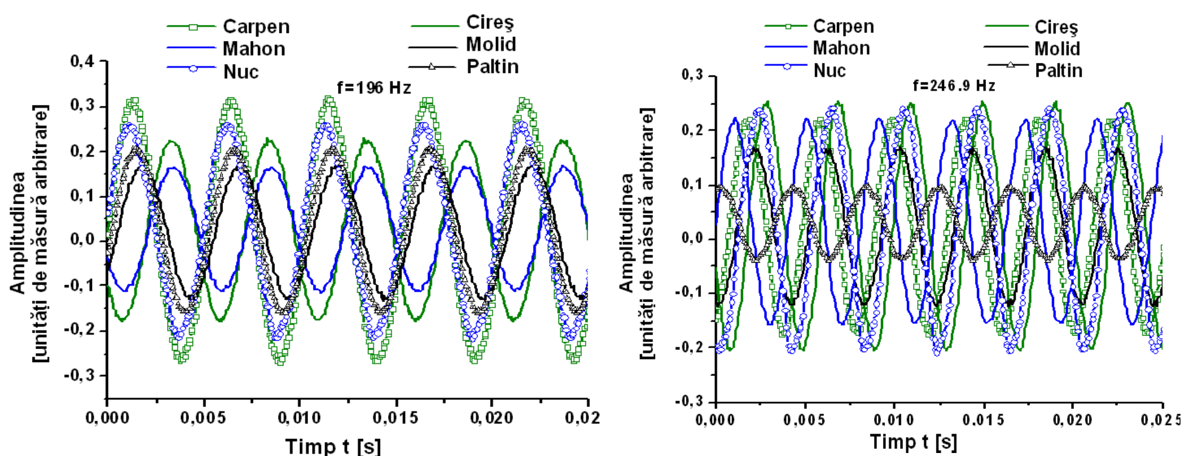


Fig. 6.25. Forma armonică a răspunsului în domeniul timp, al plăcilor din specii diferite

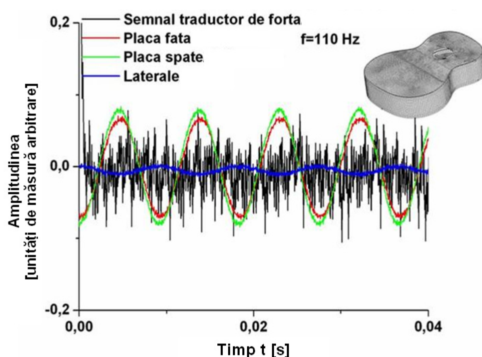


Fig. 6.26. Forma sinusoidală a răspunsului forţat al corpului de chitară tip C3BT

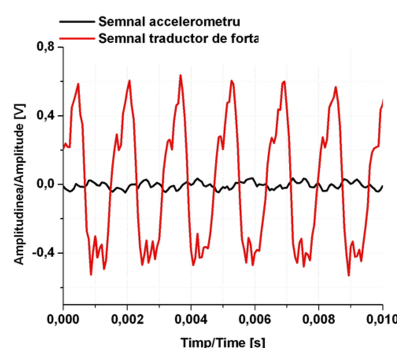
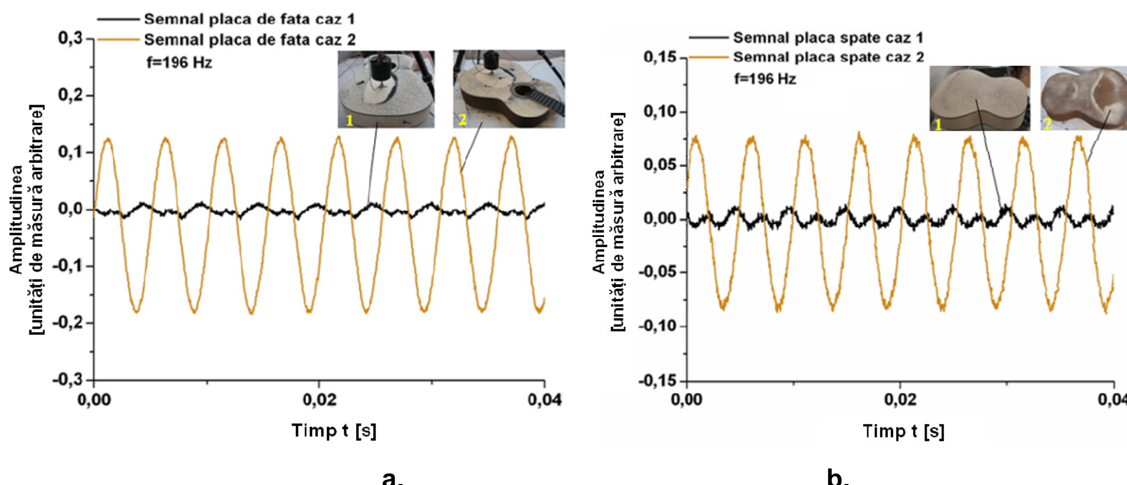


Fig. 6.27. Forma armonică a răspunsului forţat al chitarei

Comparând semnalele captate în acelaşi punct de pe placa de faţă a cutiei cu gât şi a celei fără gât (Fig. 6.28, a), precum şi semnalele vibraţiilor spatelui în ambele cazuri de structuri (Fig. 6. 28, b), se constată că amplitudinile plăcilor din construcţia chitarei sunt de aproximativ 4 ori mai mari decât a plăcilor din structura cutiei fără gât. Acest lucru confirmă faptul că ataşarea gâtului de

cutia sonoră duce la modificări structurale şi dinamice ale ansamblului. În ambele cazuri comparate, vibraţiile feţelor sunt mai mari decât ale spatelui (Fig.6.28).



a. **b.**

Fig. 6.28 Comparaţii între vibraţiile plăcilor din structura cutiei fără gât şi cu gât

Utilizarea platformei Pulse pentru captarea semnalului vibro-acustic cu microfonul B&K tip 3039, şi vizualizarea cu interfaţa oferită de platforma Pulse, aşa cum se poate observa în Fig. 6.29, a dus la aceleaşi rezultate privind comportarea în timp a structurii.

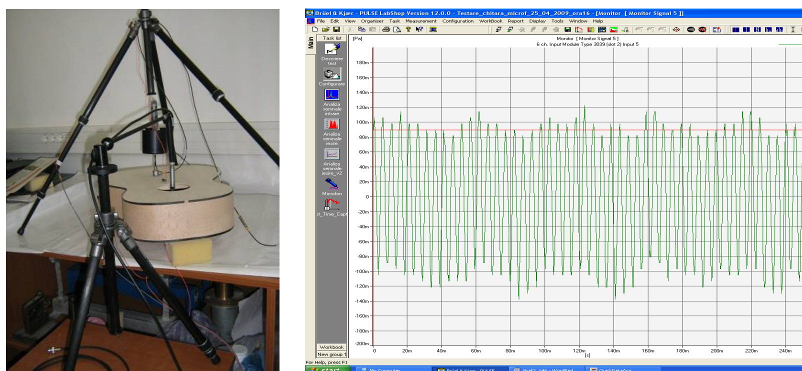


Fig. 6.29. Captură din timpul măsurătorilor, utilizând platforma Pulse de achiziţie şi prelucrare a semnalului vibro-acustic, existentă la Catedra de Rezistenţa Materialelor şi Vibraţii, Universitatea Transilvania din Braşov

Influenţa materialului plăcilor asupra transmiterii semnalului de excitaţie

Din Fig. 6.30 se poate observa pentru fiecare frecvenţă generată, defazajul între semnalul excitatorului (simbolizat cu linie întreruptă roşie) şi cel al accelerometrului (simbolizată cu linie continuă neagră). Acest defazaj se datorează fenomenelor de absorbţie şi frecare internă ce au loc în lemn, întârzierea răspunsului fiind un efect normal.

De asemenea, mărimea amplitudinilor celor două semnale diferă, fiind mai mare în cazul forţei de excitaţie, aşa cum era de aşteptat.

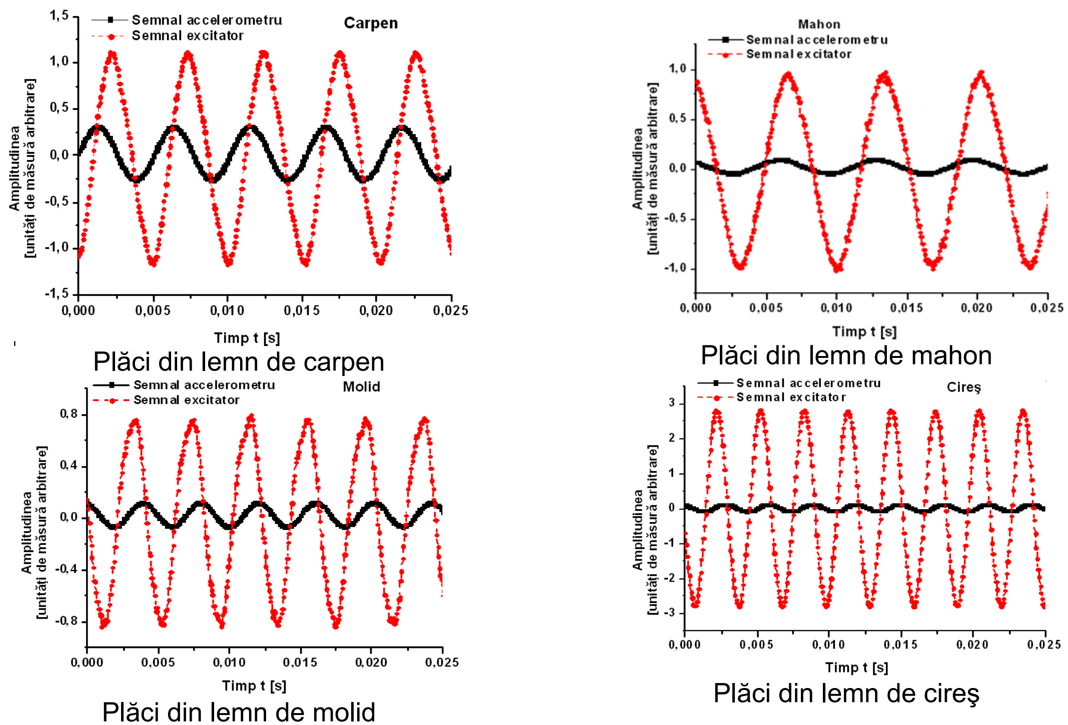


Fig. 6.30. Defazajul dintre semnalul de intrare şi cel de ieşire pentru plăcile din diferite specii lemnoase

- Materialul din structura plăcilor de chitară influenţează amplitudinile de vibraţie ale acestora.

În Fig. 6.31. este redată forma şi amplitudinea răspunsului plăcilor dreptunghiulare plane din placaj de molid şi carpen.

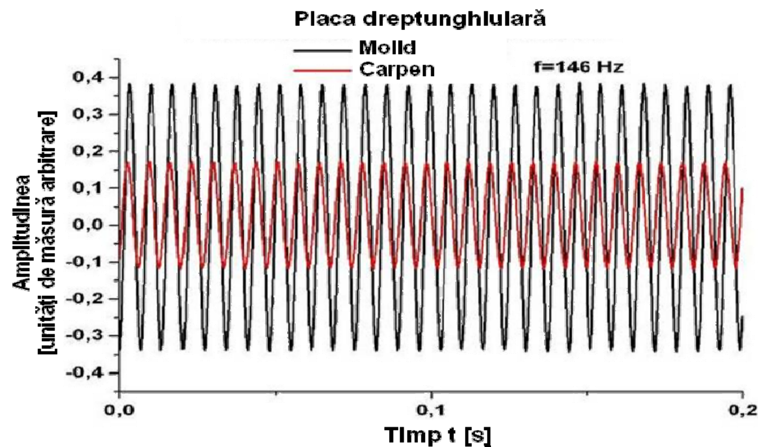


Fig. 6.31. Semnalul sinusoidal al răspunsului forţat al plăcilor dreptunghiulare din placaj de carpen şi molid

Influenţa sistemului de bare asupra răspunsului în domeniul timpului

- *Toate structurile de chitară – plăci, corpuri cu gât şi fără gât, indiferent de modul de dispunere a barelor, de numărul acestora şi de valoarea frecvenţei de excitaţie armonică, răspund armonic (Fig. 6.32 - a, b, c);*

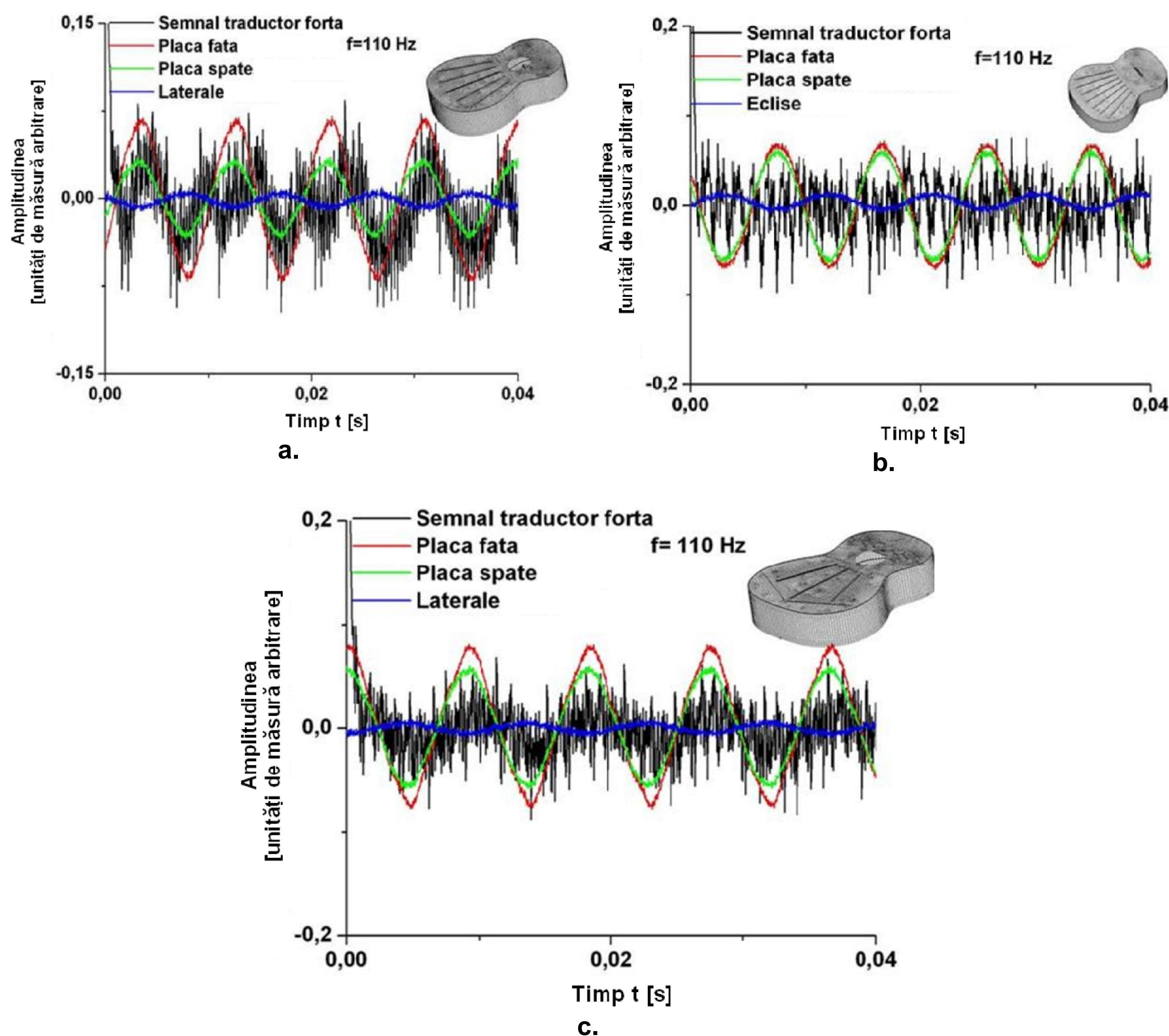


Fig. 6.32. Comparații privind răspunsul dinamic în domeniul timp, al corpurilor de chitară cu sisteme diferite de bare: a – corpul tip C5BR2T, b – corpul tip C7BR2T, c – corpul tip 3BR2V

- La aceeaşi parametri de intrare în sistem (tensiunea şi intensitatea curentului, frecvența de excitație, condițiile de contur), plăcile din componența corpurilor cu diferite sisteme de bare răspund cu amplitudini diferite (Fig. 6.33). Astfel, la frecvența de 146 Hz, plăcile corpurilor cu 5 bare de rezonanță (în variantele C5BR2T şi C3BR2V) prezintă amplitudinile cele mai mari comparativ cu plăcile de față a celorlalte structuri analizate. Deşi forma răspunsului este armonic la toate structurile, cutia cu 5 bare radiale si cea cu 3 bare radiale și 2 oblice redau un mod de vibrație complexă rezultată din însumarea frecvenței fundamentale cu primele sale 2 armonice. Răspunsul plăcilor de spate în toate cazurile considerate este tot o vibrație complexă.

Influența fluidului din interiorul cutiei asupra transmiterii vibrațiilor

- La frecvența de joase, de exemplu 82 Hz, 110 Hz, plăcile de față şi cele de spate *vibrează în fază* cu amplitudini apropiate în toate cazurile de sisteme de bare (Fig. 6.32).

- *Cu creşterea frecvenţelor între placa de faţă şi cea de spate a cutiei de rezonanţă a chitarei apar defazaje ale vibraţiilor.* La frecvenţa de 146 Hz, se observă influenţa sistemelor de rigidizare a plăcile de faţă asupra comportării dinamice a întregii cutii (Fig. 6.33). Astfel, amplitudinile de vibraţie ale plăcilor diferă în cele 4 cazuri analizate, cele mai mari înregistrându-se la cutia cu 5 bare radiale. Cu excepţia cazului 4 de structură, la toate celelalte se constată că plăcile de faţă şi spate încep să vibreze în antifază. La frecvenţa de 146 Hz, datorită mişcării de antifază, lateralele vibrează cu amplitudini mici – extincţia volumului de aer are loc după direcţia *z*.
- La frecvenţa de 246 Hz, se observă defazajul vibraţiilor plăcilor de faţă şi spate în funcţie de gradul de rigidizare a acestora (Fig. 6.34). Astfel, dacă la frecvenţa de 110 Hz (Fig. 6.32), plăcile tuturor corpurilor de chitară vibrau în fază, cu creşterea frecvenţei, aceste fenomene de "respiraţie" a aerului din interiorul cutiei încep să se diferenţieze datorită geometriei interne a cutiei şi a rigidităţii plăcilor. Plăcile cutiei cu 3 bare radiale şi 2 oblice vibrează în fază la frecvenţa de 246 Hz, în cazurile celelalte se constată defazaj dintre plăci.

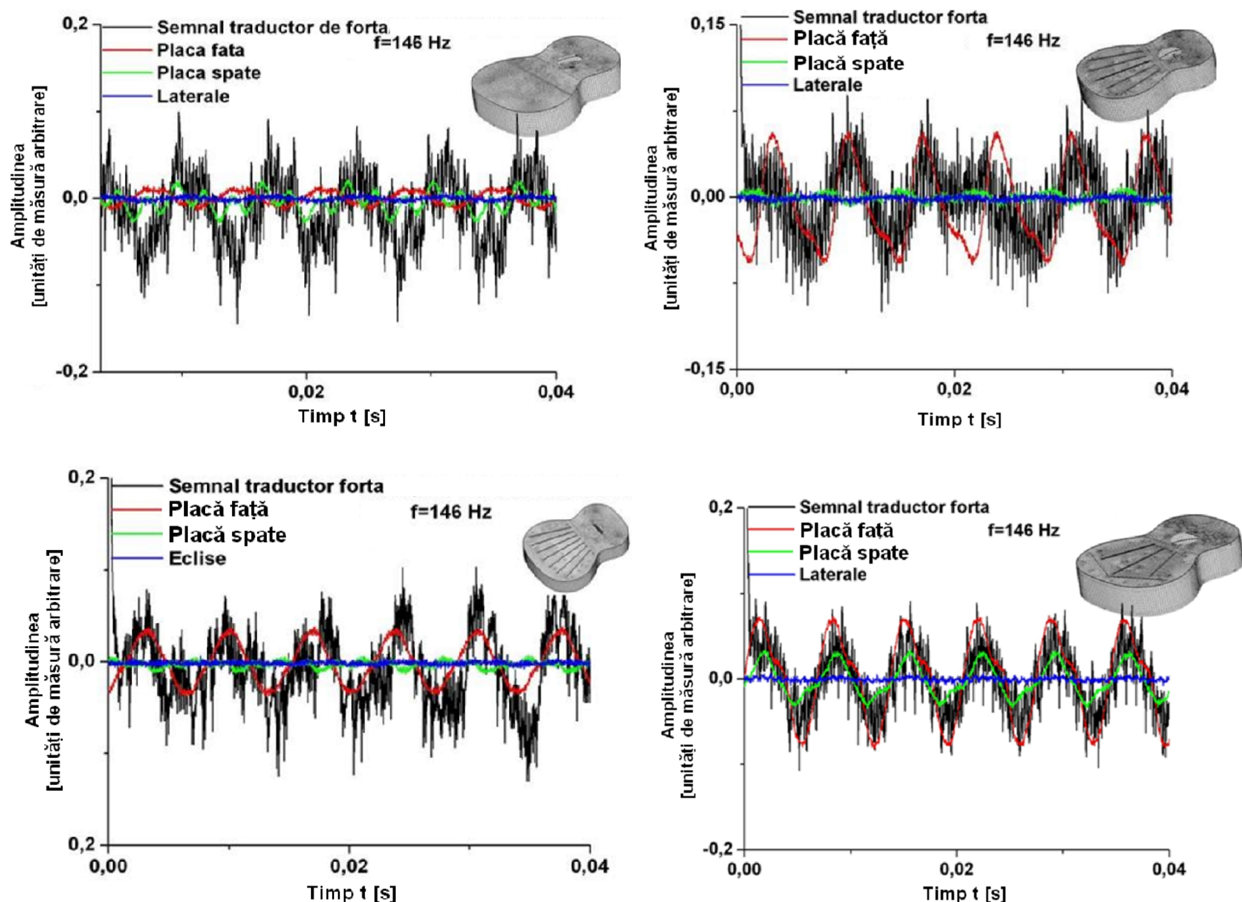


Fig. 6.33. Răspunsul armonic al plăcilor din structura cutiilor de chitară pentru frecvenţa de 146 Hz

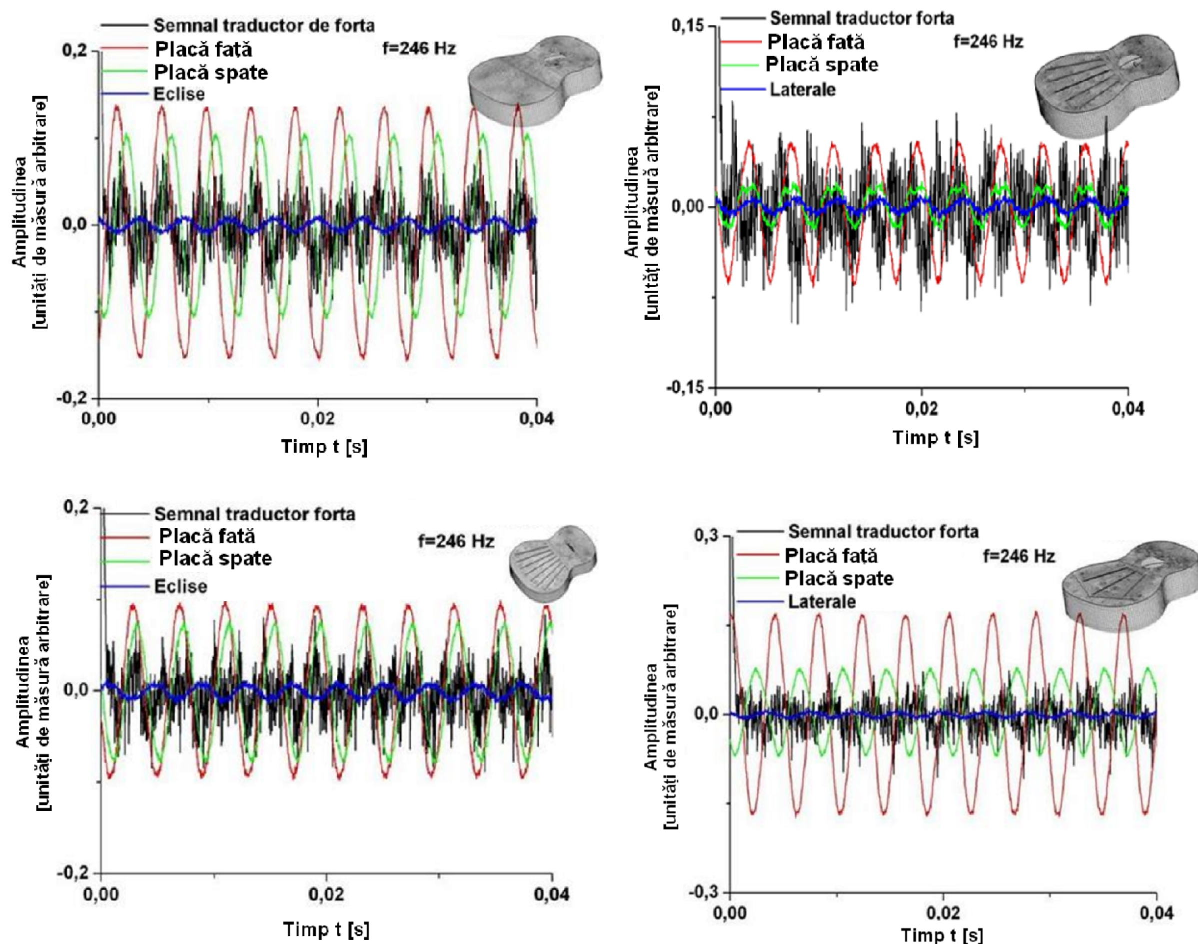


Fig. 6.34. Răspunsul armonic al plăcilor din structura cutiilor de chitară pentru frecvența de 246 Hz

- La frecvența de 440 Hz (Fig. 6.34), comportarea dinamică a plăcilor cu diferite structuri de rigidizare este asemănătoare pentru cutiile cu 5 cu bare radiale, respectiv 3 radiale şi 2 oblice (fața şi spatele cutiei vibrând în fază) spre deosebire de cutia cu bare transversale şi cea cu 7 bare radiale care prezintă un uşor defazaj între cele două plăci. Apar deosebiri în cazul răspunsului ecliselor din punct de vedere al amplitudinii şi complexității vibrațiilor.

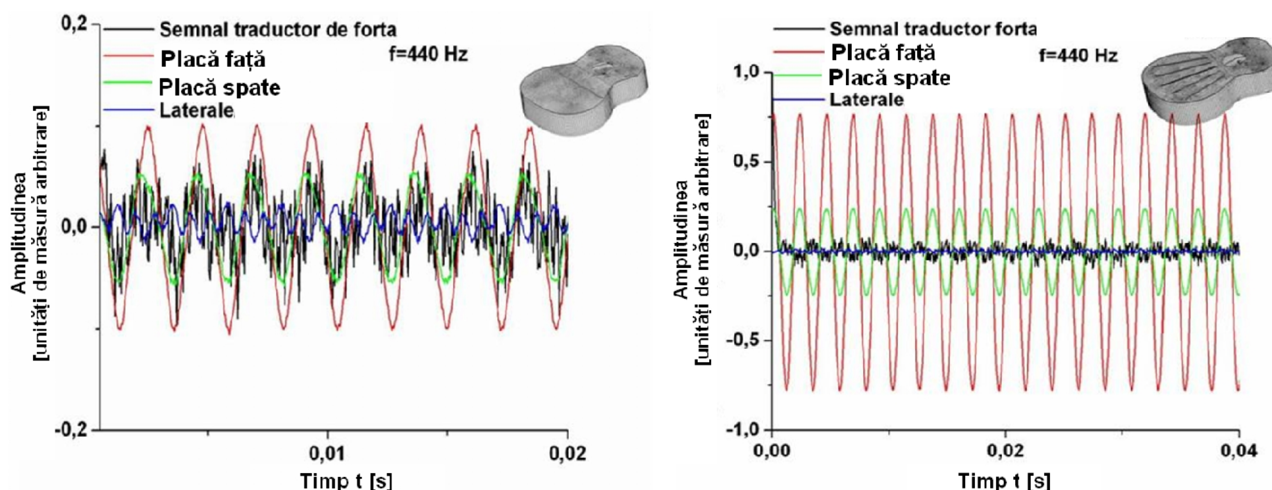


Fig. 6.34. Răspunsul armonic al plăcilor din structura cutiilor de chitară pentru frecvența de 440 Hz

- Spre deosebire de plăcile analizate ca structuri individuale unde exista o relaţie liniară între semnalul forţei de excitaţie şi răspunsul plăcii, cutiile dezvoltă şi fenomene neliniare ca urmare a complexităţii interacţiunilor aerodinamice dintre placa de faţă – aer - placa de spate – aer – eclise – rozetă (Curtu I, Stanciu, 2009 – [C28]).

În figura 6.35 sunt prezentate sintetic valorile frecvenţelor la care plăcile fiecărei structuri analizate au vibrat în fază, respectiv antifază. Astfel, dacă faza dintre plăci se obţine la aceeaşi frecvenţă de excitaţie, opoziţia de fază apare la frecvenţe diferite în funcţie de gradul de rigidizare al plăcii acustice; cu cât placa e mai rigidă, cu atât durata de intrare în antifază este mai mare.

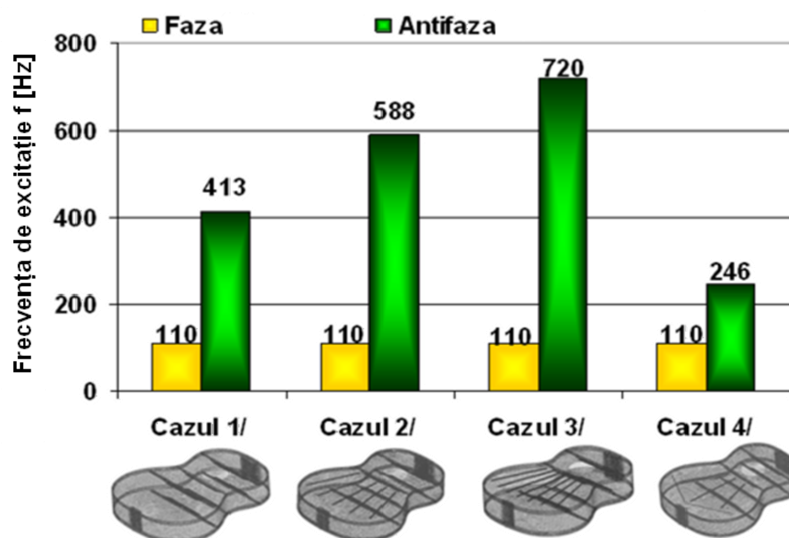
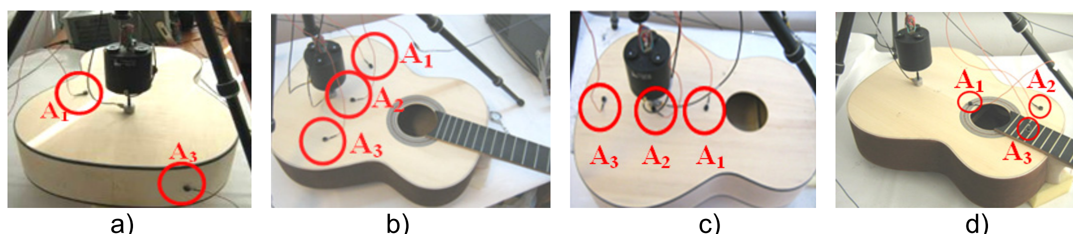


Fig.6.35. Variaţia frecvenţelor la care plăcile diferitelor structuri vibrează în fază şi antifază

Influenţa poziţiei punctului de măsurare al răspunsului plăcii faţă de punctul de impedanţă

Pentru determinarea modului în care distanţa faţă de punctual de aplicaţie al forţei influenţează mărimea răspunsului dinamic, s-au fixat accelerometrele în diferite puncte de pe plăcile de faţă, spate şi eclisele corpului de chitară cu gât şi fără gât, aşa cum se poate observa în Fig. 6.36, a – câte un accelerometru poziţionat pe placa de faţă (F), placa de spate (S) şi pe eclisă (E), semnalele fiind preluate simultan, Fig. 6.37, b – toate cele trei accelerometre poziţionate pe axa transversală a plăcii de faţă a cutiei de rezonanţă, Fig. 6.36, c – toate cele trei accelerometrele poziţionate pe axa longitudinală a plăcii de faţă a cutiei de rezonanţă, Fig. 6.36, d - accelerometrele poziţionate pe placa de faţă, în jurul rozetei (Curtu I, Stanciu – 2009, [C29]).



a) b) c) d)

Fig. 6.36. Modul de dispunere a accelerometrelor în timpul testelor

▪ În Fig. 6.37 este reprezentat răspunsul armonic captat în diferite puncte de pe placa de faţă a chitarei.

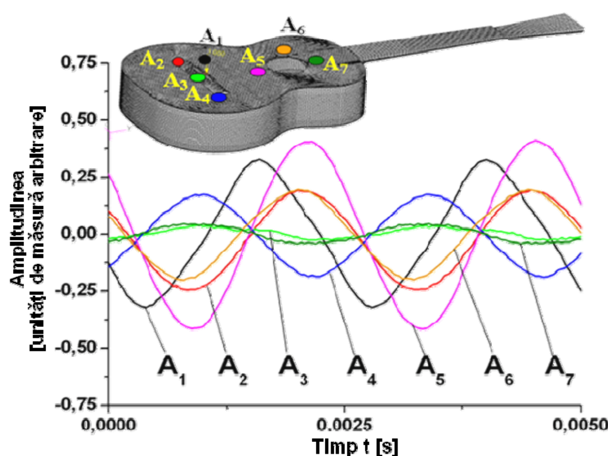


Fig. 6.37. Răspunsul armonic al feţei de chitară captat în diferite puncte de pe placă obţinute experimental

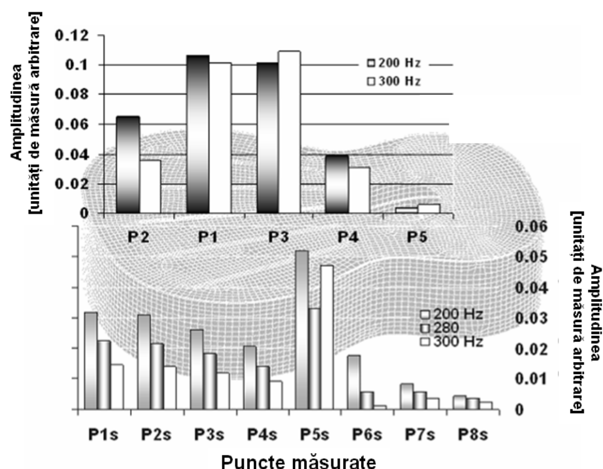


Fig. 6.38. Amplitudinile de vibraţie ale diferitelor puncte de pe placa de faţă şi spate obţinute cu FEM

Se observă că amplitudinile cele mai mari s-au înregistrat în punctele A_1 şi A_5 – corespunzătoare câmpului de rezonanţă maximă a plăcii, iar cele mai mici în punctele A_3 şi A_7 – corespunzătoare punctului de aplicaţie al forţei A_3 (unde se creează un nod) şi punctul A_7 de pe tastieră aflat în apropierea rozetei (unde vibraţiile sunt foarte mici). Faţă de axa longitudinală a cutiei, vibraţiile sunt simetrice ca amplitudine dar de sens contrar, aşa cum se observă în oscilogramele punctelor A_2 şi A_4. Rezultate similare s-au obţinut şi prin modelarea numerică (Fig. 6.39).

Analiza spectrală de răspuns în domeniul frecvenţă şi analiza spectrului de putere

Pentru analiza şi prelucrarea semnalelor vibro-acustice ale structurilor analizate în domeniu frecvenţă, s-au utilizat două modalităţi diferite de aplicare a analizei Fourier, în concordanţă cu posibilităţile tehnice avute la dispoziţie:

- platforma Pulse 12 B&K cu softul de achiziţionare şi prelucrare a semnalelor, cu posibilităţile oferite de lanţul de măsurare a întregului sistem (pre-calibrarea aparatelor, recunoaşterea implicită a traductorilor, achiziţionarea şi prelucrarea simultană a semnalelor);
- metoda indirectă de prelucrare a semnalelor achiziţionate prin placa de achiziţie conectată la calculator, printr-un program de vizualizare realizat în LabView. Mai departe, datele sub formă de fişiere au fost importate în programul Microcal Origin, unde s-a realizat reprezentarea lor grafică.

Ambele metode de analiză a semnalelor au oferit rezultate concludente şi complementare pentru unele determinări, mare parte dintre ele similare, însă fiecare metodă a prezentat avantaje

şi dezavantaje. Din punct de vedere grafic, al posibilităţilor de operare grafică, Microcal Origin este mult mai avansat decât posibilităţile grafice oferite de platforma Pulse. Din punct de vedere al preciziei de măsurare şi al numărului de parametri măsuraţi, platforma Pulse este net superioară, comparativ cu cealaltă metodă în care multe dintre erorile de măsurare erau date de erorile fiecărei componente a lanţului de generare şi măsurare a semnalului.

Astfel, în cele ce urmează, vor fi prezentate atât rezultatele obţinute cu programul LabView cât şi cele determinate cu platforma Pulse, chiar dacă scopul cercetărilor experimentale nu a fost stabilirea performanţelor metodelor de măsurare a semnalelor vibro-acustice.

Influenţa materialului plăcii asupra răspunsului în domeniul frecvenţă

Lăţimea benzilor de frecvenţe rezonatoare variază în funcţie de proprietăţile materialului plăcii (masa şi elasticitatea sa). Astfel, răspunsul la o excitaţie armonică este egal cu excitaţia multiplicată cu funcţia de răspuns care ajută la definirea caracteristicilor spectrale ale sistemului (Fig. 6.39 şi 6.40). Se ştie că la o vibraţie armonică, puterea care reprezintă lucrul mecanic efectuat în unitatea de timp, este proporţională cu pătratul amplitudinii (Drăgan, 2003).

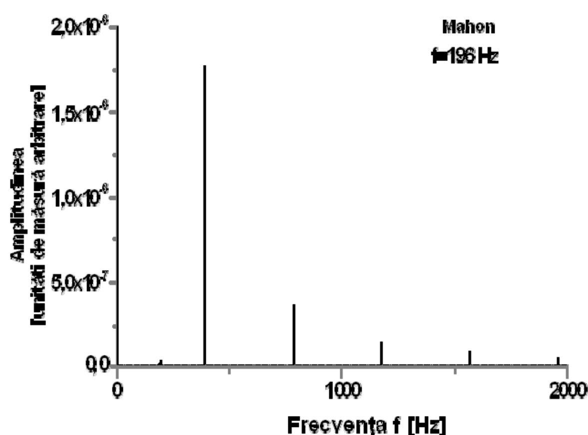


Fig. 6.39. Analiza spectrului de frecvenţă în cazul plăcii de mahon

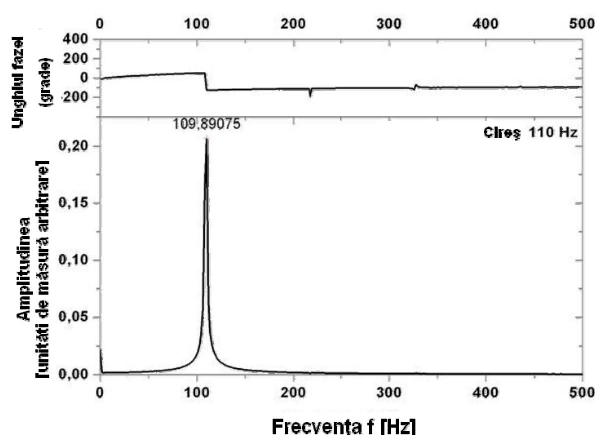


Fig. 6.40. Analiza Fourier a răspunsul forţat al plăcii de cireş

În Fig. 6.41 sunt prezentate graficele de distribuţie ale spectrului densităţii de putere în cazul plăcilor din speciile analizate, solicitate de forţe armonice cu frecvenţe diferite. Plăcile din molid de rezonanţă au capacitatea de a încărca energia de vibraţie pe frecvenţa de rezonanţă, dispersând-o apoi uniform, spre deosebire de celelalte specii a căror bandă de frecvenţe e mai largă. Din acest motiv, spatele cutiei de chitară este realizat din plăci de diferite specii ce contribuie la obţinerea timbrului chitarei. Liniaritatea curbei de disipare a semnalului pe armonice a plăcilor din molid de rezonanţă se datorează uniformităţii şi regularităţii structurii materialului şi debitării radiale a lemnului, comparativ cu celelalte specii a căror structură macroscopică prezintă neomogenităţi date de modul de debitare a lemnului.

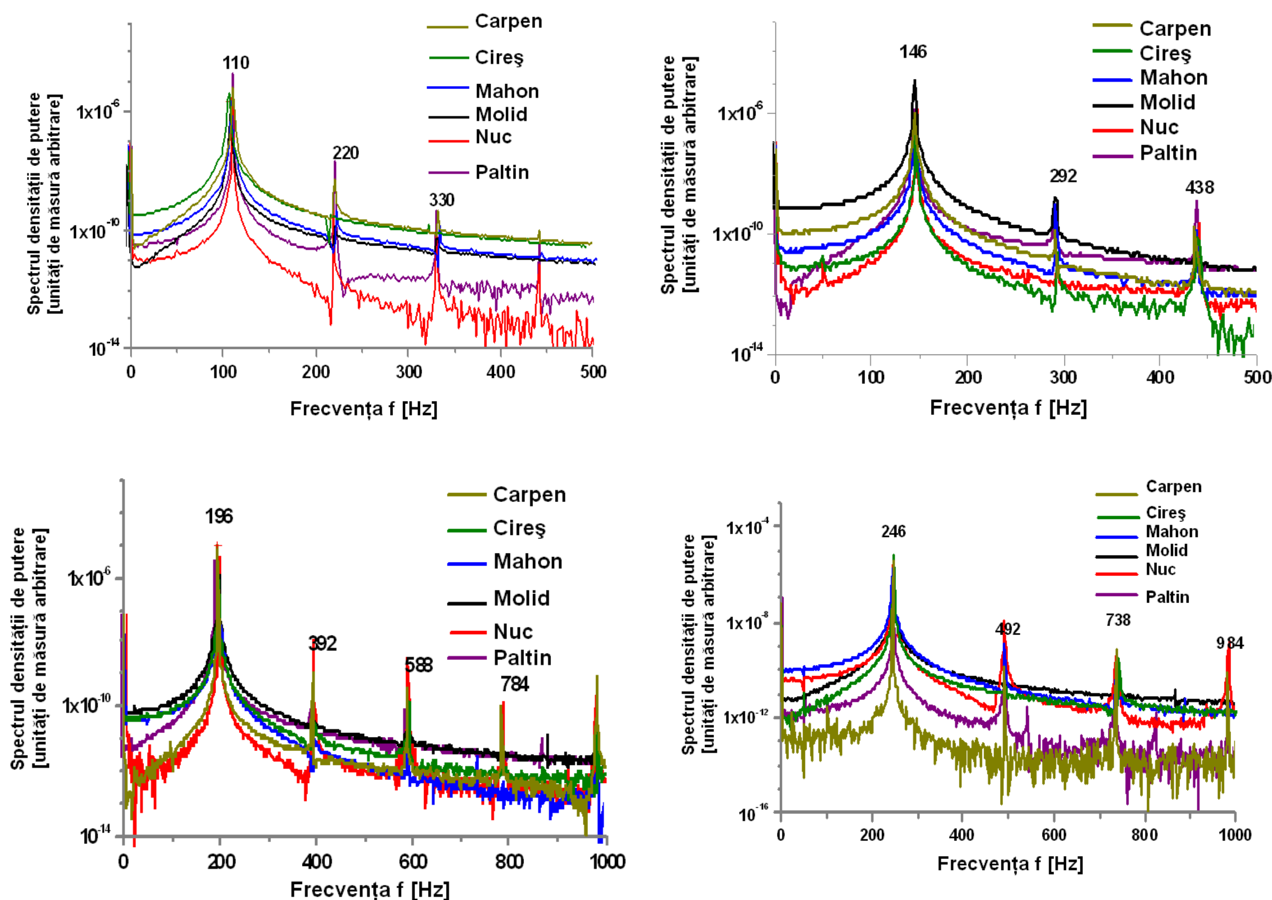


Fig. 6.41. Variaţia spectrului de putere pentru frecvenţele de excitaţie de 196 Hz şi 246 Hz, în cazul plăcilor din secii lemnoase diferite

Graficele de variaţie a spectrului de putere oferă informaţii utile despre neliniaritatea capacităţii de disipare a semnalului pe armonice. În cazurile analizate, se observă răspunsul şi modul de disipare a energiei de vibraţie depinde de natura materialului şi frecvenţa de excitaţie.

Influenţa geometriei plăcilor asupra răspunsului în frecvenţă

În Fig. 6.42 sunt reprezentate răspunsurile plăcilor dreptunghiulare la vibraţiile forţate corespunzătoare frecvenţelor 146 Hz. Din graficele exemplificate reiese că plăcile ajung la frecvenţa de rezonanţă a semnalului de excitaţie.

Din Fig. 6.43 se observă forma curbei de disipare a semnalului pe armonice: în cazul plăcii de molid neliniarităţile sunt mai reduse decât pentru arin, iar energia de vibraţie se distribuie liniar pe armonice. Cu cât numărul armonicelor este mai mare, cu atât lemnul este mai bun din punct de vedere muzical.

- Energia forţei de vibraţie se disipă după frecvenţa de rezonanţă şi armonicele superioare. Curba de disipare a energiei diferă de la o structură la alta şi de la o frecvenţă la alta. În funcţie de calitatea lemnului din plăci şi bare pot să apară fenomene liniare sau neliniare ale modului de disipare a energiei de vibraţie.

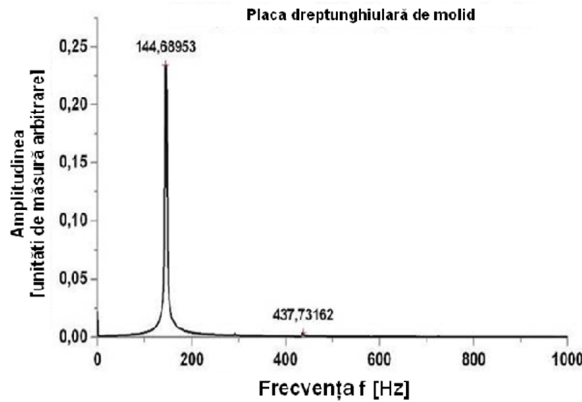


Fig. 6.42 Transformata Fourier a semnalului accelerometrului în cazul frecvenței de excitație de 146 Hz

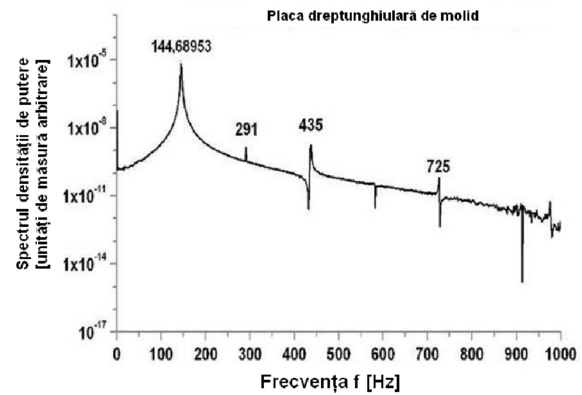


Fig. 6.43. Disiparea semnalului util pe armonice în cazul plăcilor drepunghiulare din placaj de arin şi molid.

Influența condițiilor de contur şi a sistemelor de bare

În Fig. 6.44 şi Fig. 6.45 sunt prezentate grafic rezultatele analizei Fourier în cazul plăcii încastrate pe contur şi a celei rezemate pe două reazeme elastice. Se constată că reducerea gradelor de libertate din legăturile mecanice prin încastrarea plăcilor pe contur aşa cum e cazul real al plăcilor din componența corpului de chitară, potențează liniaritatea fenomenelor dinamice la nivelul plăcilor, fapt ce constituie un avantaj din punct de vedere al transmiterii şi disipării pe armonice a semnalului.

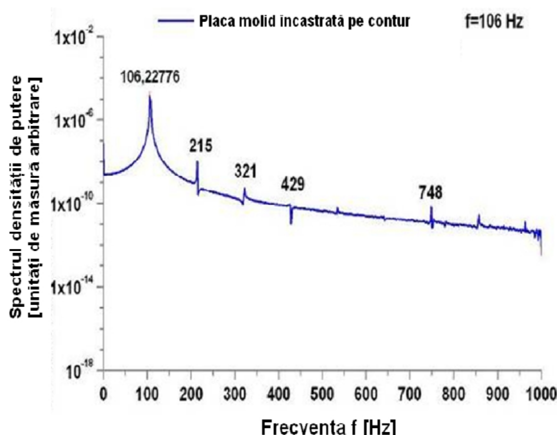


Fig. 6.44. Disiparea semnalului pe armonicele superioare în cazul plăcii încastrate pe contur

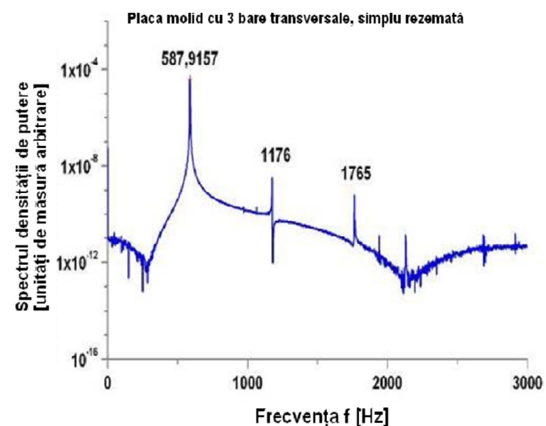


Fig. 6.45. Disiparea semnalului util pe armonice în cazul păcii cu 3 bare transversale rezemată

Influența complexității structurilor din plăci asupra răspunsului în domeniul frecvență

Prelucrarea semnalelor vibro-acustice prin aplicarea transformatei rapide Fourier în cazul diferitelor tipuri de cutii de chitară a relevat faptul că acestea intră în rezonanță atât cu frecvența de excitație a sistemului (în realitate - cu frecvența de excitație a corzilor) cât şi cu frecvențele proprii ale structurii. În Fig. 6.46, răspunsul dinamic al structurilor în domeniul frecvenței, la anumite frecvențe de excitație a fost determinat prin aplicarea FFT din programul de prelucrare a datelor –

Microcal Origin. Acesta este reprezentat sub forma spectrului de frecvenţă, pentru fiecare tip de structură analizată. Se constată că, în cazul corpurilor de chitară fără gât, spectrul de frecvenţe prezintă mai multe componente, comparativ cu placa individuală şi chitara unde apare o singură componentă corespunzătoare frecvenţei de excitaţie a structurii. Astfel, se constată că spectrul procesului aproape periodic are acelaşi aspect în toate cazurile analizate, iar pentru fiecare în parte, se observă că nu pentru toate structurile, frecvenţele sunt multiple între ele. Acest fapt se datorează, pe de o parte caracteristicilor structurale (sistem de nervuraţii, complexitatea structurii) cât şi caracteristicilor de material.

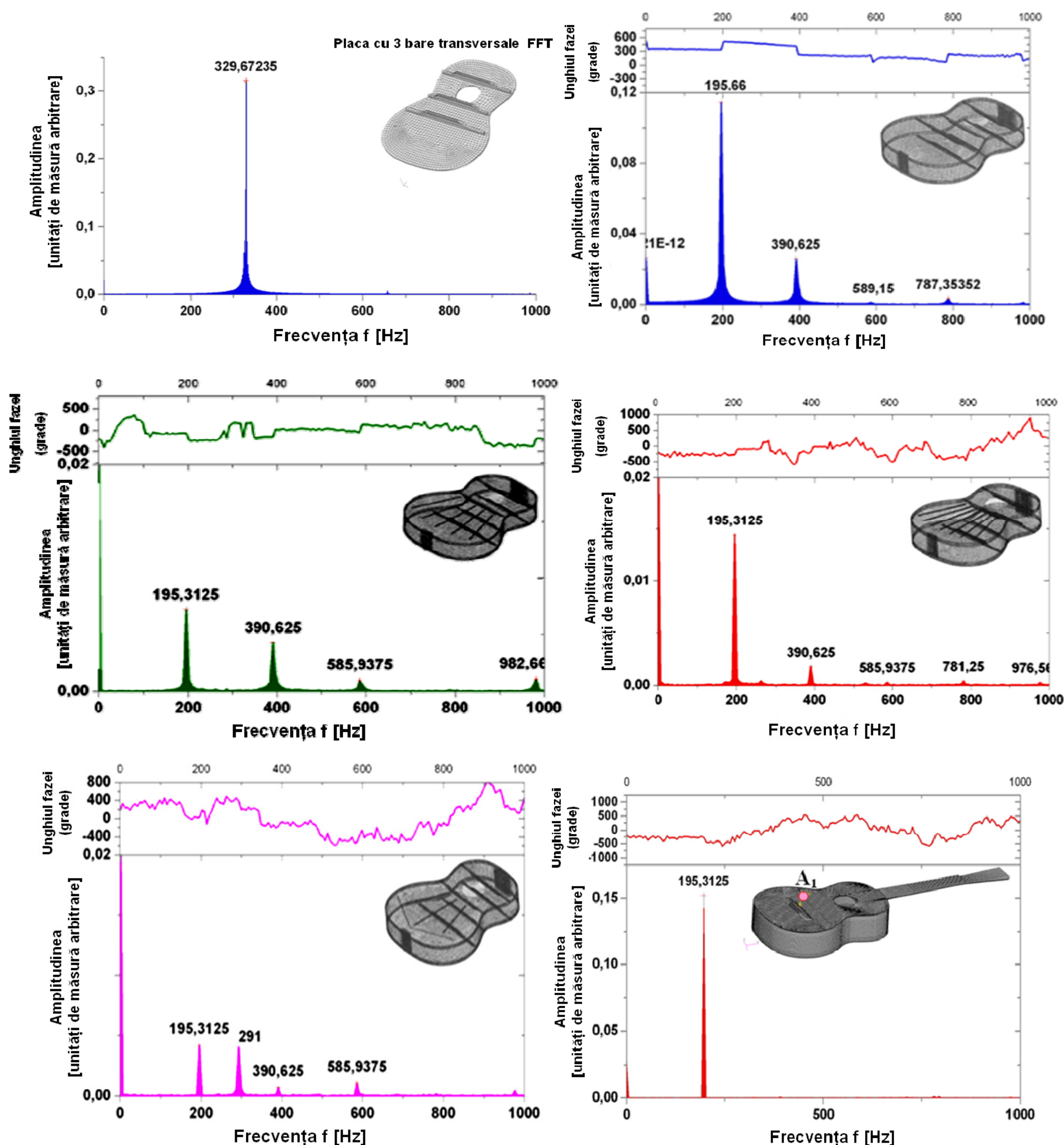
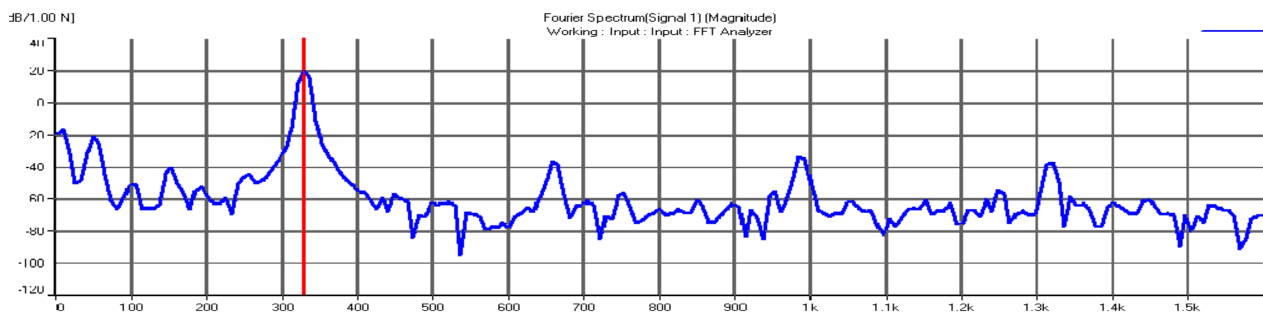
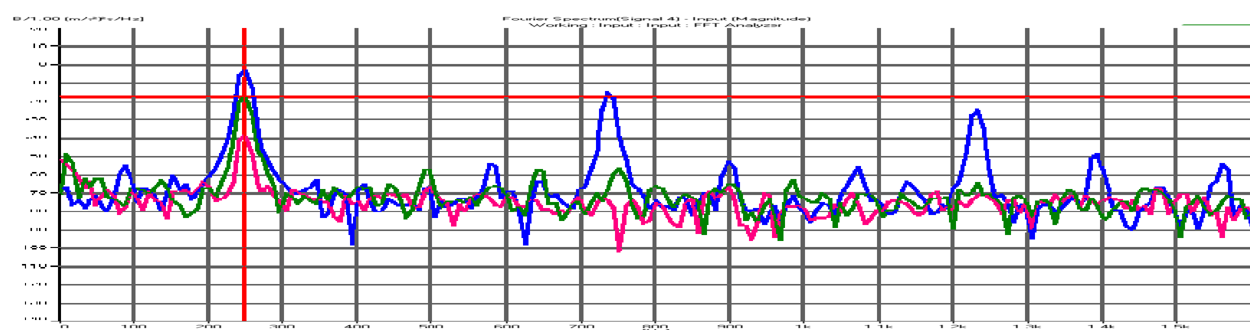


Fig.6.46. Transformata rapidă discretă Fourier aplicată semnalului de ieşire al accelerometrului amplasat pe placa de chitară din componenţa structurilor cu grad diferit de complexitate

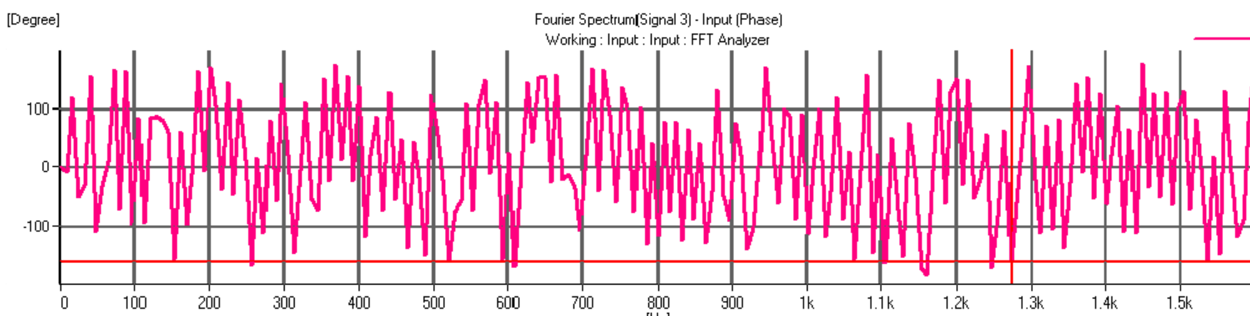
În Fig. 6.47 a, b şi c sunt redate capturile grafice ale analizei de prelucrare a semnalului de intrare şi ieşire cu ajutorul softului ataşat platformei Pulse. Reprezentările grafice, redate simultan de softul de prelucrare Pulse, sunt sub forma spectrelor de frecvenţă, a spectrului de putere şi a spectrului fazelor. Utilizarea softului Pulse a permis şi înregistrarea tuturor frecvenţelor de rezonanţă.



a. Analiza Fourier a semnalului de intrare (forţa de excitaţie captată cu traductorul de forţă)



b. Spectrul de putere al semnalului de ieşire captat cu accelerometrele fixate pe plăcile din componenţa structurii (forţa de excitaţie captată cu traductorul de forţă)



c. Analiza în frecvenţă a spectrului fazelor

Fig.6.47. Analiza Fourier a semnalului vibro-acustic achiziţionat şi prelucrat cu ajutorul softului Pulse

Influenţa sistemului de bare a structurii din plăci (gradul de rigiditate al plăcii de faţă) asupra mărimii intensităţii forţei de excitaţie pentru a produce aceleaşi amplitudini de vibraţie

Producerea vibraţiilor plăcilor cu diferite nervuraţii, în aceleaşi condiţii ale intensităţii şi tensiunii de amplificare a semnalului de excitaţie necesită intensităţi diferite ale forţei de excitaţie. În tabelul 6.17 sunt centralizate valorile forţelor de excitaţie pentru toate tipurile de structuri analizate.

Se constată că valorile obţinute sunt apropiate de valorile reale ale forţelor de tensionare a corzilor, valoarea totală fiind indicată în Tabelul 6.5.

Tabelul 6.5.

Valorile măsurate ale forţei de excitaţie în funcţie de frecvenţă şi tipul de structură

Frecventa/ Structura	82 Hz	110 Hz	146 Hz	196 Hz	246 Hz	329 Hz	Total F [N]	440 Hz	588 Hz
C7BR2T T1	17,3 N	13,7 N	21,3 N	17,9 N	5,83 N	11,8 N	**87,83**	11,40 N	15,60 N
C7BR2T T2	18,8 N	14,5 N	26,3 N	11,7 N	7,07 N	15,1 N	**93,47**	13,00 N	4,90 N
C3BT	23,0 N	14,0 N	29,0 N	5,0 N	9,0 N	24,0 N	**103,02**	10,00 N	7,00 N
C5BR2TFC	18,8 N	15,0 N	28,9 N	3,41 N	10,2 N	11,3 N	**87,61**	8,50 N	7,60 N
C5BR2TFS	17,2 N	12,5 N	30,6 N	3,98 N	8,42 N	9,12 N	**81,82**	8,30 N	8,90 N
C5BR2TL	22,6 N	13,7 N	33,7 N	0,53 N	6,92 N	9,97 N	**87,42**	15,90 N	6,50 N
OPT PlMo	19,5 N	16,9 N	30,2 N	5,98 N	11,5 N	9,87 N	**93,95**	13,60 N	6,30 N
OPT PlMah	20,6 N	17,9 N	31,9 N	6,36 N	10,9 N	10,1 N	**97,76**	18,60 N	6,90 N
OPT PlTei	19,4 N	15,9 N	30,8 N	5,95 N	10,8 N	8,38 N	**91,23**	13,40 N	5,90 N

În Fig. 6.48 sunt prezentate valorile intensităţii forţei vibratorii la diferite frecvenţe de excitaţie, măsurate pentru cazurile de sisteme de rigidizare a cutiilor de tipul C3BT, C5BR2T, C7BR2T.

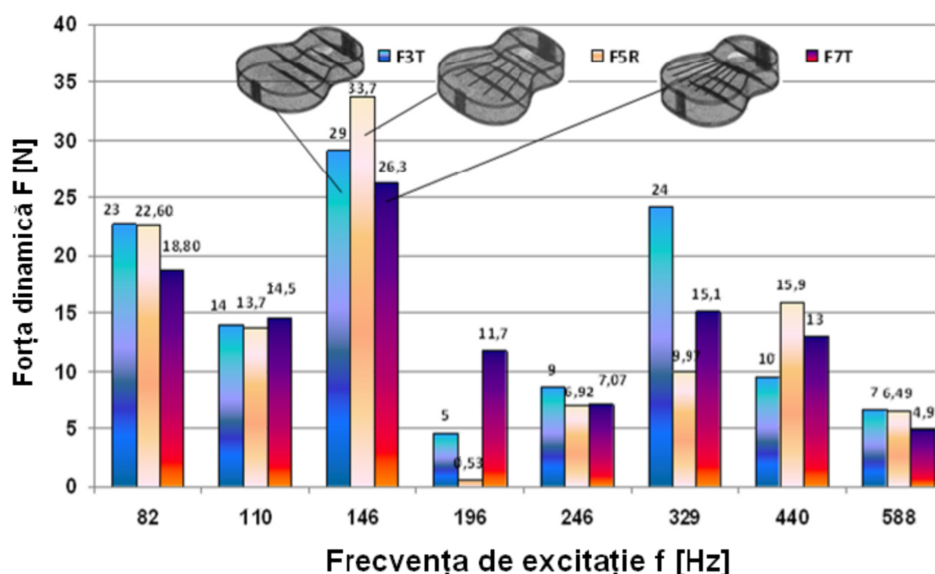


Fig. 6.48. Variaţia intensităţii forţei de excitaţie în funcţie de frecvenţă şi structură

Intensitatea forţei de excitaţie depinde pe de o parte de rigiditatea structurii, iar pe de altă parte de frecvenţa de excitaţie. Influenţa nervuraţiilor (ca număr şi mod de dispunere) este mai mare în banda de frecvenţe corespunzătoare frecvenţelor proprii ale structurii (între 146....440 Hz) unde se înregistrează diferenţe de până la 95 % intre mărimile intensităţii forţei de excitaţie (exemplul frecvenţei de 196 Hz, corpul cu 5 bare şi cel cu 7 bare radiale). Legea de variaţie a intensităţii forţei funcţie de structură şi frecvenţă depinde de numeroşi factori, pentru care este necesară aprofundarea investigaţiilor. De asemenea, un factor ce influenţează mărimea forţelor îl reprezintă interacţiunea plăcilor cu fluidul din interior. Astfel, forţele sunt mai mari pentru primele frecvenţe de excitaţie – când plăcile din componenţa corpului de chitară vibrează în fază. Forţa cea

mai mare se înregistrează la trecerea de la vibrațiile plăcilor în fază la antifază, respectiv în jurul frecvenței de 146 Hz. Vibrațiile plăcilor în opoziție de fază implică intensități mai reduse ale forțelor de excitație

Influența sistemului de bare asupra frecvențelor de rezonanță a structurilor

În evaluarea calității acustice a chitarei, unul din parametrii analizați este rezonanța cutiei acustice şi timbrul acesteia. Un prim pas în creşterea performanțelor acustice al chitarelor, îl constituie determinarea frecvențelor de rezonanță a tipurilor de corpuri analizate, excitate cu o forță armonică având frecvențele specifice vibrațiilor corzilor de chitară. Pentru stabilirea acestor frecvențe, s-a utilizat softul de achiziție, înregistrare şi prelucrare de semnal al platformei Pulse.

În urma analizei Fourier şi reprezentării acesteia sub forma spectrului fazelor, s-au înregistrat frecvențele de rezonanță, respectiv valorile frecvențelor în dreptul cărora, faza răspunsului forțat staționar formează un unghi de 90^0. Acestea sunt centralizate în Tabelul 6.6. Se observă că numărul frecvențelor de rezonanță variază de la o structură la alta, chiar şi în acelaşi caz al sistemului de bare. Acest lucru dovedeşte faptul că fiecare structură în parte este un unicat din punct de vedere al calităților sale acustice. Cele mai multe frecvențe de rezonanță s-au obținut pentru corpul cu 5 bare radiale şi 2 transversale.

Tabelul 6.6.

Valorile centralizate ale frecvențelor de rezonanță obținute pe structurile clasice

	C3BT T2	C3BT T1	C5BR2TL	C7BR2T	C7BR2T	C3BR2V
1	280 Hz	48 Hz	16 Hz	80 Hz	56 Hz	48 Hz
2	304 Hz	80 Hz	24 Hz	152 Hz	136 Hz	56 Hz
3	344 Hz	176 Hz	64 Hz	320 Hz	200 Hz	296 Hz
4	432 Hz	296 Hz	120 Hz	408 Hz	280 Hz	432 Hz
5	544 Hz	328 Hz	128 Hz	512 Hz	329 Hz	496 Hz
6	736 Hz	392 Hz	256 Hz	600 Hz	400 Hz	536 Hz
7	744 Hz	512 Hz	400 Hz	640 Hz	488 Hz	544 Hz
8	752 Hz	552 Hz	408 Hz	872 Hz	504 Hz	776 Hz
9	880 Hz	600 Hz	488 Hz	-	688 Hz	816 Hz
10	1144 Hz	624 Hz	528 Hz	-	696 Hz	824 Hz
11	1216 Hz	696 Hz	536 Hz	-	728 Hz	896 Hz
12	1312 Hz	752 Hz	560 Hz	-	864 Hz	1024 Hz
13	1328 Hz	936 Hz	816 Hz	-	936 Hz	1128 Hz
14	1360 Hz	1008 Hz	832 Hz	-	1008 Hz	1144 Hz
15	-	1048 Hz	872 Hz	-	1056 Hz	-
16	-	1128 Hz	1112 Hz	-	-	-
17	-	1224 Hz	1264 Hz	-	-	-
18	-	-	1360 Hz	-	-	-
19	-	-	1488 Hz	-	-	-

Rezultatele, sub forma frecvențelor de rezonanță obținute experimental (EXP), au fost comparate cu frecvențele proprii determinate prin metode numerice (FEM), observându-se că între

cele două tipuri de rezultate există numeroase similitudini (Fig. 6.49). Diferențele sunt de maxim 5%, acestea datorându-se particularităților metodei în sine de investigare, ipotezelor simplificatoare utilizate de softul de modelare, de caracteristicile reale ale materialelor utilizate.

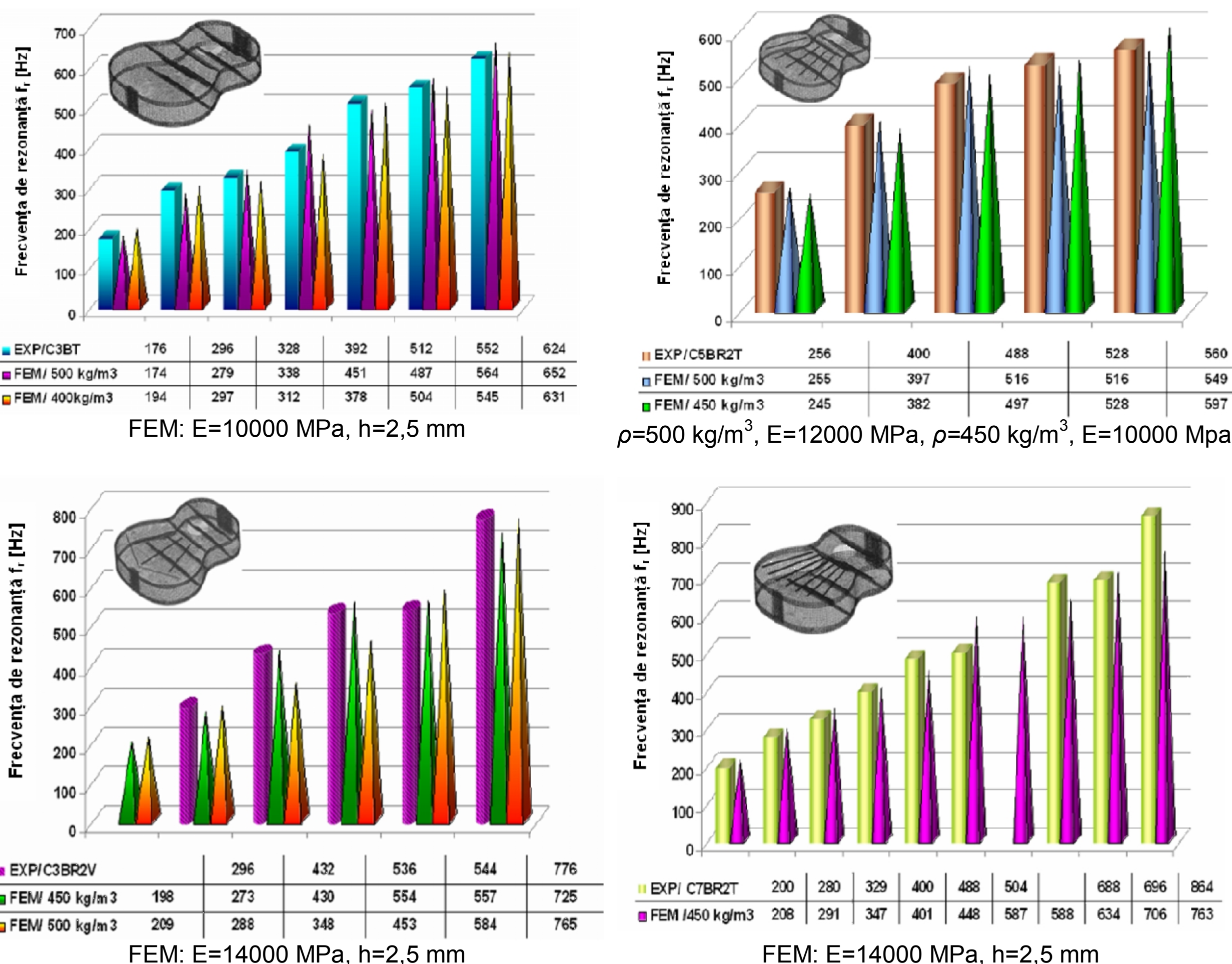


Fig. 6.49. Comparații între frecvențele de rezonanță obținute experimental (EXP) şi cele determinate numeric (FEM), pentru diferite structuri de plăci şi parametrii utilizați

Pe lîngă validarea rezultatelor teoretice prin cele experimentale, este utilă şi necesară corelarea cercetărilor teoretice cu cele experimentale pentru a explica diferite fenomene care nu pot fi evidențiate în mod direct de nici una dintre metodele de investigare. Astfel, prin compararea rezultatelor modelării numerice (FEM) cu cele experimentale, se pot deduce caracteristicile materialului plăcilor de chitară, cunoscând parametrii utlizați în modelare.

6.2.4. *Determinarea modurilor de vibrație şi analiza lor în funcție de diferiți factori de influență*

Plăcile de chitară sunt supuse unei forțe vibratorii transmisă de la corzi prin cordarul de care sunt fixate acestea, pentru față, iar pentru spate, forța se transmite prin eclise şi prin aerul din interiorul cutiei sonore. Ca structură independentă, o placă care vibrează, posedă un număr suficient de mare de vibrații proprii. O vibrație proprie se caracterizează printr-un mod de vibrație şi

o frecvenţă a vibraţiei, cunoscută sub denumirea de frecvenţă proprie de rezonanţă. Prin mod de vibraţie se înţelege repartiţia liniilor nodale de pe suprafaţa plăcii, formate din punctele de pe placă ce rămân în poziţie de echilibru în timpul vibraţiei şi care desparte zonele vibratorii – cunoscute în literatura de specialitate ca moduri proprii, figurile liniilor nodale, figurile Chladni sau formele modale (Cotta, 1983).

Ernst Florens Friedrich Chladni (30 noiembrie 1756 - 3 aprilie 1827) a fost fizician şi muzician german, fiind considerat părintele acusticii, deoarece printre cele mai importante lucrări ale sale se numără studiile asupra vibraţiilor diferitelor plăci şi determinările vitezei sunetului în diferite gaze. A dus o activitate de pionierat şi în studiul meteoriţilor. Una dintre cele mai importante contribuţii ale lui Chladni este tehnica de vizualizare ale diferitelor moduri de vibraţie ale unei suprafeţe. Fizicianul german a repetat experienţele realizate cu plăci de sticlă de către Robert Hooke la Universitatea din Oxford, în 1680. Procedeul de a presăra nisip şi a produce diferite figuri pe plăcile metalice sau de lemn, prin frecarea marginii cu un arcuş de vioară, a fost descris de Chladni în volumul *Entdeckungen über die Theorie des Klanges (Descoperiri în teoria sunetului, 1787).* Acesta a observat că, în momentul când placa oscilează pe unul din modurile sale de vibraţie, nisipul se ordonează în punctele de minim (nodurile vibraţiei), formând diferite figuri. În secolul al XX-lea, avântul electronicii a permis folosirea unui difuzor puternic cuplat la un oscilator a cărui frecvenţă poate fi ajustată cu precizie mare, iar în secolul XXI, difuzorul a fost înlocuit cu dispozitive avansate de control şi recepţie a mărimilor de intrare în sistem.

Pentru o placă, în funcţie de caracteristicile elastice ale acesteia şi în limita frecvenţelor 16 – 8000 Hz există un număr limitat de figuri vibratorii. Cu cât numărul de figuri ce se obţin pentru o placă este mai mare, cu atât placa răspunde mai bine, demonstrând calităţi acustice. Formele vibratorii depind de o serie de factori: material, formă, dimensiuni, planeitate, prezenţa barelor pe placă, condiţiile de contur ale structurii, metoda de determinare.

Influenţa modului de excitare a structurii asupra modurilor proprii ale structurilor din plăci

Aplicarea celor două metode de excitare a plăcilor cu vibraţii forţate, a condus la sesizarea asemănărilor şi deosebirilor, avantajelor şi dezavantajelor pe care fiecare metodă o implică. În Tabelul 6.7 sunt redate comparativ modurile proprii obţinute la frecvenţa de 196 Hz prin cele două metode prezentate în subcapitolul 6.2.1.

Se observă că în general forma modurilor proprii este aceeaşi în ambele cazuri de excitare. Totuşi claritatea liniilor nodale este mai mare la structurile solicitate prin contactul direct cu sursa de vibraţie dacă frecvenţa de excitaţie coincide sau este apropiată de frecvenţa de rezonanţă a structurii. În cercetările întreprinse, s-a constatat că la frecvenţe joase (sub 110 Hz), metoda difuzorului nu este la fel de eficientă ca cea a excitatorului de vibraţii prin contact nemijlocit. Un alt dezavantaj al metodei 1 este dificultatea controlului presiunii acustice a aerului dintre placă şi

difuzor. Ca urmare, în continuarea cercetărilor, s-a optat pentru metoda nemijlocită – cu masa vibrantă.

Tabelul 6.7.

Comparaţii între figurile Chladni obţinute prin metode de excitare diferite, la frecvenţa de 196 Hz

	PS	P3BT	P5BR2T	P7BR2T	P3BR2V
Plăcile înainte de testare					
Metoda non-contact cu difuzor Metoda 1					
Metoda cu contact direct – cu excitator Metoda 2					

Influenţa frecvenţei de excitaţie asupra modurilor proprii

Pentru determinarea influenţei frecvenţei de excitație asupra modurilor de vibrație, s-a testat placa cu 5 bare radiale (codificată P5BR2T) care a fost aşezată pe două reazeme elastice şi excitată prin intermediul masei vibrante la frecvenţe de excitaţie iterate cu pasul de 10 – 15 Hz, începând cu frecvenţa de 100 Hz. În Tabelul 6.8 sunt prezentate modurile proprii obţinute în urma creşterii progresive a frecvenţei de excitaţie.

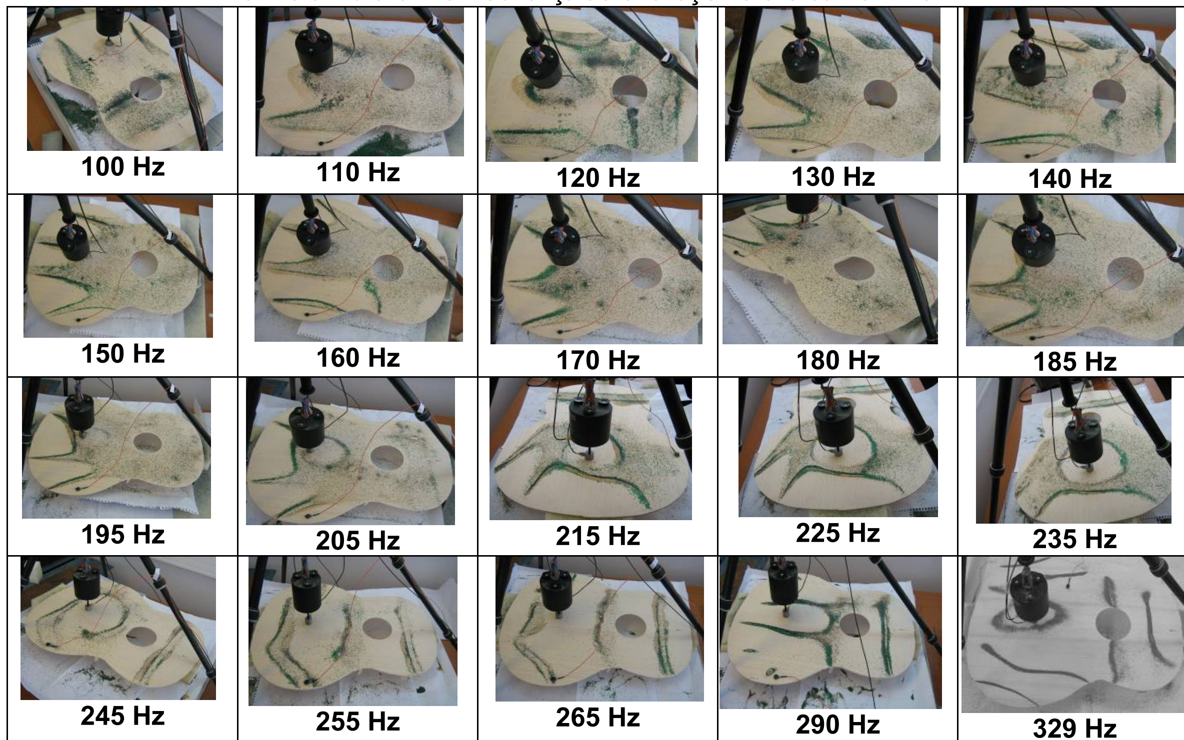
S-a constatat că trecerea de la un mod de vibraţie la altul se face treptat, existând forme modale intermediare. Structura nu răspunde la toate frecvenţele de excitaţie, fapt care determină apariţia unor linii nodale neclare, slab evidenţiate.

Modurile proprii apar la frecvenţele la care faza relativă în spectrul masei dinamice este un extrem local, respectiv unde magnitudinea are un gradient negativ. Pentru structura analizată – placa cu 5 bare radiale, schimbarea modurilor de vibraţie se produce la un pas de aproximativ 20Hz ± 5Hz. În mod similar, s-au realizat teste pe corpuri de chitară, constatându-se o comportare asemănătoare, cu particularităţile date de complexitatea structurii.

Liniile nodale clare, uşor sesizabile se formează doar la frecvenţele proprii de rezonanţă ale plăcii. Pornind de la aceast principiu, în literatura de specialitate (Richardson 1993, Inta 2006, Rossing 2004) s-au făcut studii centrate pe determinarea frecvenţelor de rezonanţă a structurilor (plăci sau corpuri) prin intermediul figurilor Chladni.

Tabelul 6.8.

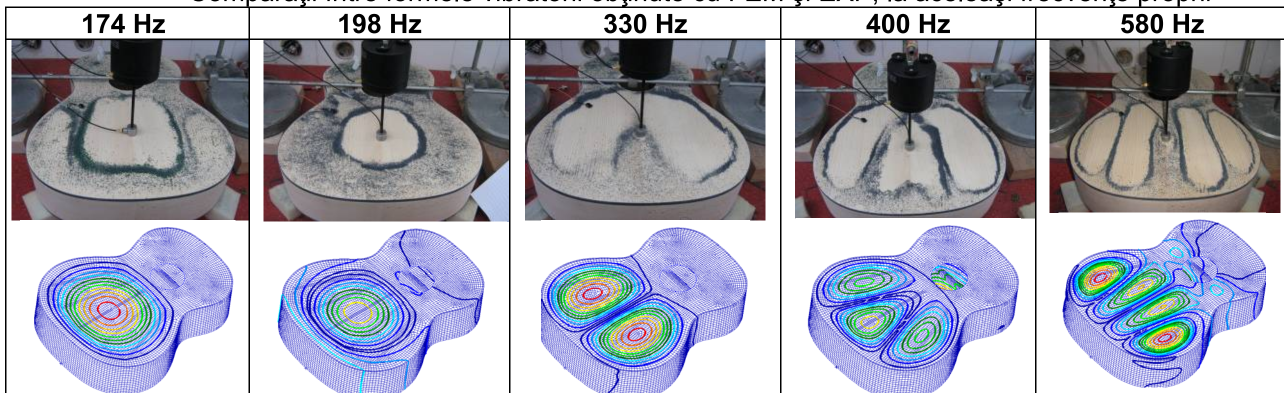
Formele vibratorii la frecvenţe de excitaţie iterate cu 10 – 15 Hz



Frecvenţa de excitaţie reprezintă unul dintre cei mai importanţi factori ai comportării dinamice a structurilor, atât ca valoare cât şi ca intensitate. Atunci când frecvenţa de excitaţie se suprapune cu frecvenţele proprii ale structurii, se obţine rezonanţa.

Tabelul 6.9.

Comparaţii între formele vibratorii obţinute cu FEM şi EXP, la aceleaşi frecvenţe proprii



Pe baza acestui principiu, în cadrul cercetărilor s-au realizat teste bazate pe generarea frecvenţelor de excitaţie cu valorile obţinute prin metoda elementelor finite. În tabelul 6.9 sunt prezentate modurile proprii obţinute prin metode experimentale şi numerice, în cazul corpului cu 5 bare radiale şi 2 transversale (C5BR2T), remarcându-se că modurile de vibraţie sunt aproape identice.

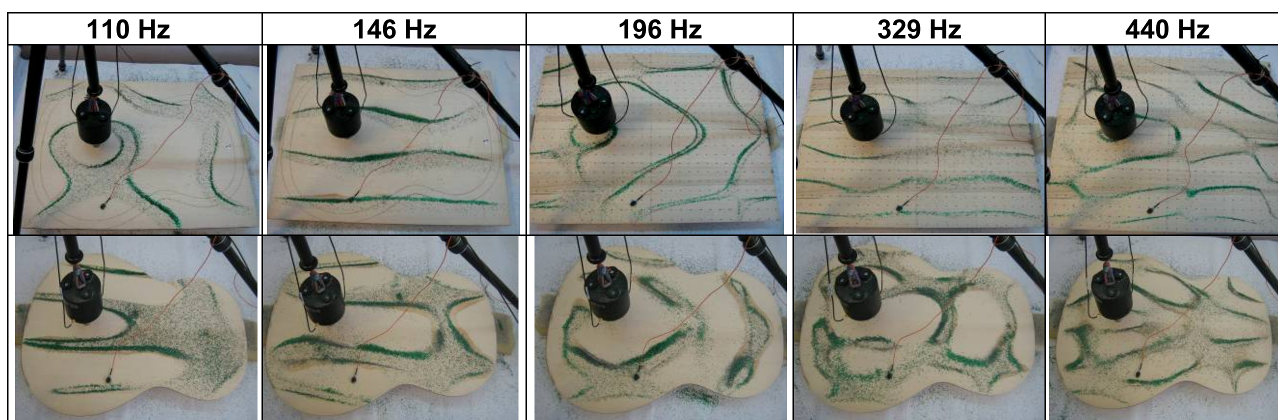
Influenţa formei geometrice a plăcilor asupra modurilor proprii

În literatura de specialitate există numeroase studii privind modurile de vibraţie ale plăcilor plane dreptunghiulare din diferite materiale, dintre care Caldersmith şi Rossing (1983), Rossing şi Fletcher (2004) au studiat comportarea plăcilor rectangulare din lemn. Aceștia au făcut studii comparative între plăcile plane dreptunghiulare şi cele de vioară.

În cercetările experimentale, unul din aspectele urmărite a fost influenţa formei geometrice a plăcilor asupra răspunsului dinamic al acestora. Din punct de vedere al influenţei formei geometrice, s-au testat plăcile ca structuri individuale de formă rectangulară și cele cu geometria de chitară. Plăcile rectangulare din placaj de molid şi tei cu lungimea de 500 mm şi lăţimea de 428 mm au fost testate în aceleași condiții ca și cele de chitară. Modurile de vibrație obţinute sunt prezentate în Tabelul 6.10.

Tabelul 6.10.

Comparaţii între modurile de vibrație ale plăcilor dreptunghiulare plane şi cele ale plăcilor de chitară

110 Hz	146 Hz	196 Hz	329 Hz	440 Hz
				

Prin analiza vizuală a modurilor proprii determinate pe plăcile cu geometrie diferită, s-au constatat că modurile de vibrații ale plăcilor dreptunghiulare sunt mult mai clare şi evidente decât cele obţinute pe plăcile de chitară. În cazul plăcilor rectangulare, liniile nodale tind să se formeze paralel cu laturile plăcii. Datorită raportului aproximativ egal între lungime şi lăţime, modurile de vibraţie ale plăcii dreptunghiulare alternează pe cele două direcţii, împărţind placa în zone vibratorii.

Datorită lăţimii variabile, placa de chitară prezintă moduri de vibrații distorsionate comparativ cu placa dreptunghiulară, iar zonele de pe placa de chitară rămase în poziţie de echilibru sunt mai mari. În general, alura formelor se regăseşte la cele două tipuri de plăci studiate. Cu cât placa are o suprafaţă mai întinsă, cu atât vibrează mai bine la o gamă mai mare de frecvenţe. Acest fenomen este valorificat prin geometria plăcii de chitară în sensul că lăţimea ce mai mare a corpului de chitară corespunde cu zona cea mai expusă vibrațiilor fiind necesară asigurarea unei suprafeţe acustice mari; lăţimea cea mai mică se regăseşte în apropierea găurii acustice, având rolul de direcţionare a aerului din interiorul corpului de chitără spre rozetă.

Influenţa condiţiilor de contur asupra modurilor de vibrație

Un aspect interesant al investigaţiilor experimentale îl reprezintă influenţa condiţiilor de contur asupra vibraţiilor plăcilor, vizibilă prin formele vibratorii determinate. În acest sens, s-au realizat teste în diferite situaţii de fixare a plăcilor: rezemare elastică pe două reazeme, rezemare elastică pe întreg conturul, încastrare rigidă pe contur, încastrare semirigidă. Modurile de vibrație determinate în condiții de contur variate sunt prezentate în tabelul 6.11.

Tabelul 6.11.

Influenţa condiţiilor de contur asupra modurilor de vibrație ale plăcilor

Frecvenţa	110 Hz	146 Hz	196 Hz	246 Hz	588 Hz
Rezemare pe un reazem elastic					
Rezemare pe două reazeme elastice					
Rezemare pe contur					
Încastrare rigidă					
Încastrare semirigidă					

Acest studiu a vizat tipurile de legături mecanice existente între plăcile de chitară (faţă şi spate) şi eclise (rama cutiei) în cadrul corpului de chitară. Astfel, în construcţia corpului de chitară, plăcile de faţă şi spate sunt încleiate de eclisă şi contra-eclisă.

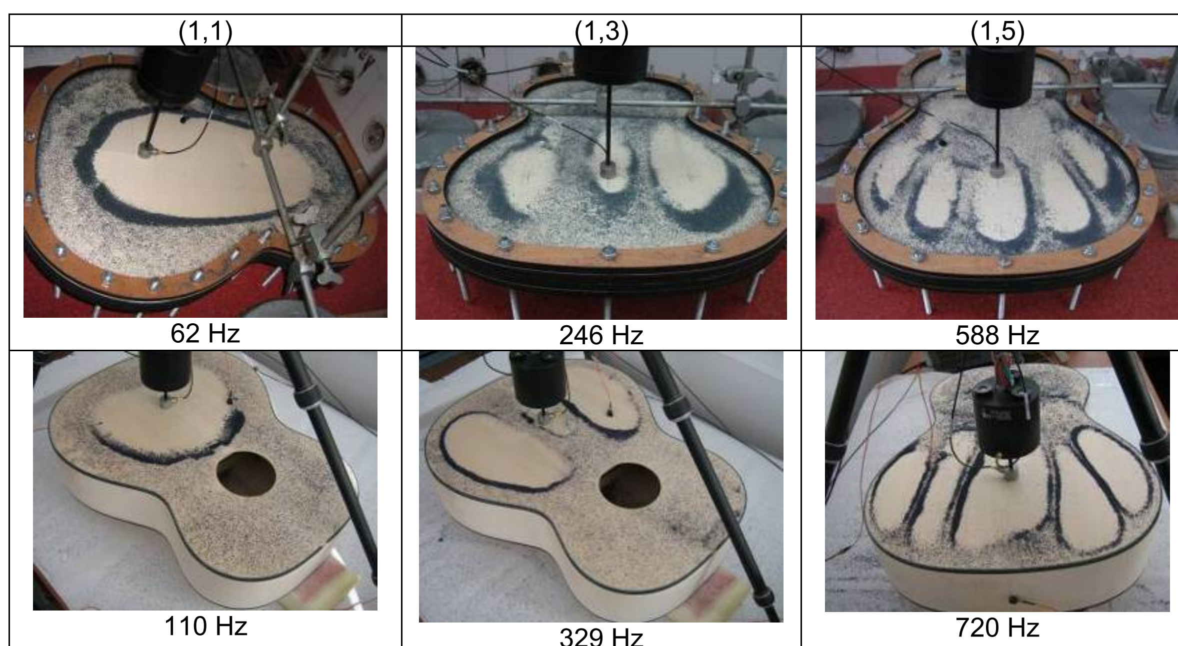
Chiar dacă această încleiere la 90^0 se realizează pe o suprafaţă mică, dată de grosimea eclisei şi contra-eclisei (grosimea totală fiind de 5 mm), tipul de legătură mecanică rezultată este încastrarea. În practică, unii lutieri utilizează pentru rigidizarea sporită a plăcilor, contra-eclise cu suprafaţă mai mare de încleiere. Una din cauzele scăderii performanţelor acustice ale chitarei o constituie încleierea defectuoasă a plăcilor pe eclise sau descleierea acestora după un timp de utilizare.

Comparaţii între modurile de vibraţie ale plăcilor individuale încastrate pe contur în dispozitiv şi cele din structura corpului de chitară

În Tabelul 6.12 sunt prezentate modurile de vibraţie ale plăcii individuale încastrate pe contur în dispozitive şi cele ale plăcii integrate în corpul de chitară. Se observă că aceleaşi moduri de vibraţie se obţin la frecvenţe diferite în cele două cazuri de structuri: în cazul corpului de chitară (tip Ch7BR2T) figurile Chladni se obţin la frecvenţe mai mari decât cele specifice plăcilor individuale. Cu creşterea frecvenţei de excitaţie, modurile proprii tind să se formeze la aceleaşi frecvenţe, indiferent de structură, respectiv şirul rapoartelor frecvenţelor celor două structuri este descrescător: 1,77; 1,33; 1,22. Deosebirile se explică prin complexitatea diferită a celor două structuri analizate.

Tabelul 6.12.

Comparaţii între modurile de vibraţie ale plăcilor individuale şi ale celor integrate în corpul de chitară



(1,1)	(1,3)	(1,5)
62 Hz	246 Hz	588 Hz
110 Hz	329 Hz	720 Hz

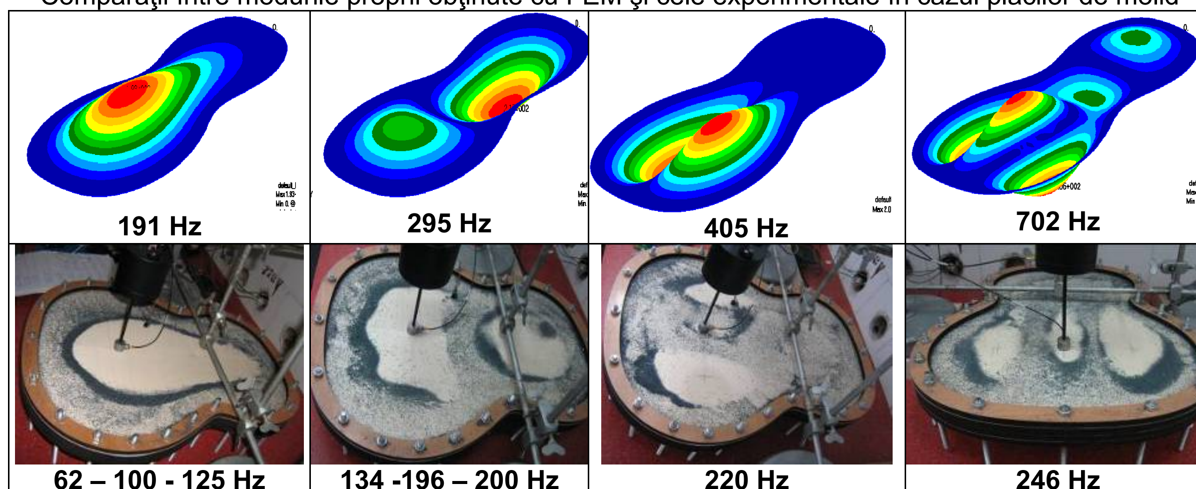
Comparaţii între modurile de vibraţie obţinute experimental şi cele numerice

În Capitolul 5 au fost prezentate rezultatele investigaţiilor teoretice – prin metode numerice şi analitice referitoare la analiza modală şi comportarea dinamică a structurilor din plăci. În modelarea cu elemente finite s-a utilizat încastrarea structurilor pe contur, ceea ce permite compararea rezultatele modelării cu FEM şi cercetării experimentale.

În Tabelul 6.13 sunt prezentate selectiv modurile de vibraţie obţinute prin cele două metode de investigare – teoretică cu FEM şi experimentală, indicându-se şi valorile frecvenţelor la care s-a format modul respectiv de vibraţie.

Tabelul 6.13

Comparaţii între modurile proprii obţinute cu FEM şi cele experimentale în cazul plăcilor de molid



Între valorile frecvenţelor proprii determinate prin FEM şi cele de rezonanţă determinate experimental, există un decalaj care se accentuează cu creşterea modurilor de vibraţie. Diferenţele sunt date de parametrii reali şi cei simulaţi în modelarea numerică, precum şi de cele două tipuri de analize studiate – modală (cu FEM) şi dinamică (EXP).

Influenţa speciilor lemnoase asupra modurilor de vibraţie

În structura corpului de chitară sunt utilizate o serie de specii lemnoase sub formă de lemn masiv sau material compozit lignocelulozic - placaj. Unul din obiectivele cercetărilor experimentale îl constituie determinarea modului în care specia lemnoasă şi orientarea structurii lemnului influenţează răspunsul structurii la vibraţii forţate.

Plăcile din specii ca: nuc, mahon, cireş, paltin, molid, carpen, au fost testate prin metoda excitatorului de vibraţii prin contact direct cu placa. Din punct de vedere al macrostructurii lemnului plăcile au fost diferite, fiind prelevate plăci de pe fluxul tehnologic al fabricării corpurilor de chitară. Astfel, placa din molid de rezonanţă prezintă numai structura radială, pe când specii precum nucul, carpenul au o structură tangenţială sau semiradială, fiind utilizate cu precădere pentru calităţile estetice ale speciei respective.

Analizând vizual formele modurilor de vibraţie ale plăcilor din specii diferite, s-au constat următoarele aspecte:

- *Cu creşterea frecvenţei, modurile de vibraţie devin din ce în ce mai complexe şi tind să semene indiferent de specie.* Aceasta se explică prin faptul că, la *frecvenţe joase, caracteristicile speciei* (densitate, module de elasticitate, simetrie, direcţia fibrelor) se imprimă asupra modurilor de vibraţie ale plăcilor; *cu creşterea frecvenţei, materialul nu mai constituie un factor de influenţă în răspunsul dinamic al plăcii.*

În Fig. 6.22 sunt exemplificate modurile de vibraţie ale speciilor studiate obţinute la frecvenţa de 440 Hz.

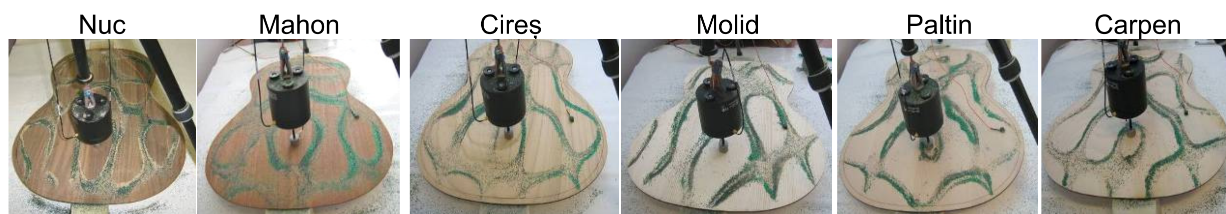


Fig. 6.50. Formele vibratorii obţinute la frecvenţa de 440 Hz, în cazul plăcilor din specii diferite

- Speciile analizate pot fi grupate după forma modurilor de vibraţie obţinute la frecvenţe joase în trei categorii aşa cum se observă în Fig. 6.51. Grupa 2 – paltin, carpen, cireş - poate fi considerată o grupă intermediară între celelalte două, în formele lor vibratorii regăsindu-se atât linii specifice plăcii de molid cât şi contururi specifice nucului şi mahonului.

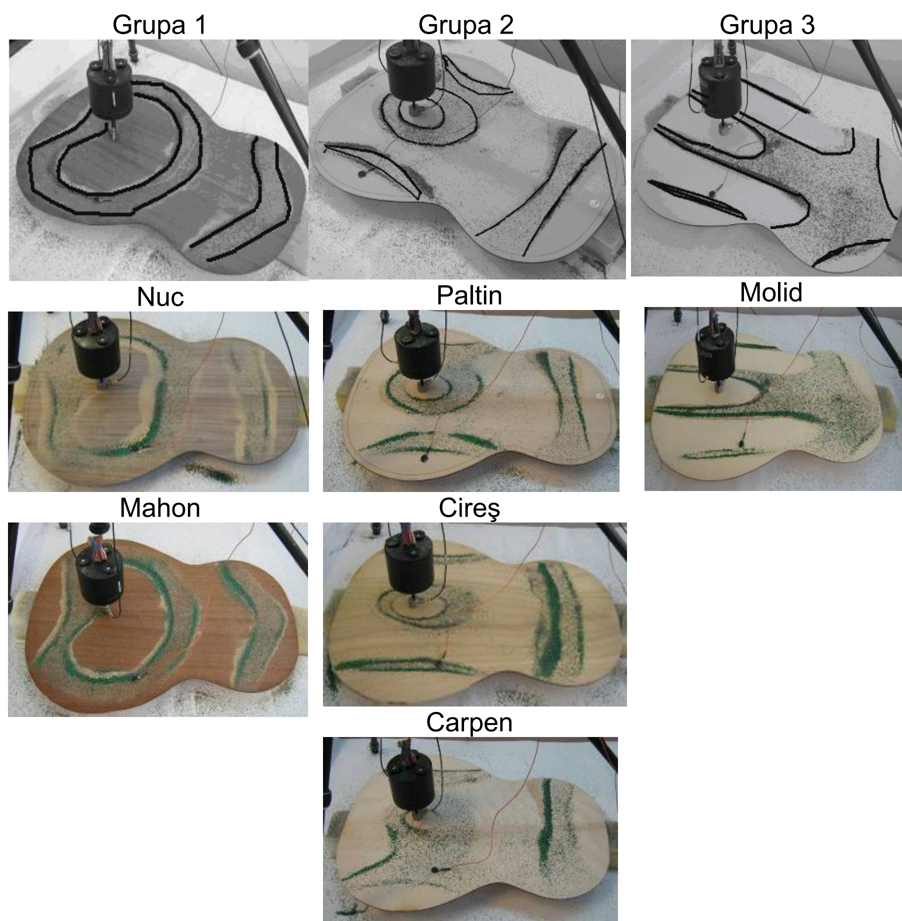
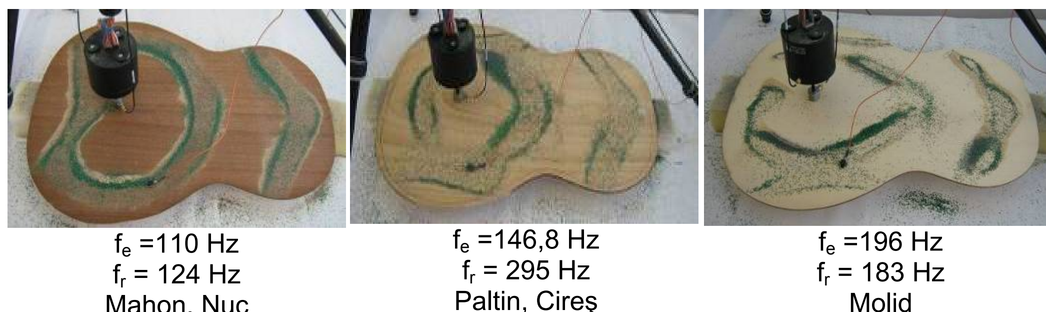


Fig. 6.51. Gruparea speciilor după asemănările modurilor de vibraţie la frecvenţe joase (110 Hz)

- Modurile proprii obţinute la frecvenţa de 110 Hz în cazul plăcilor din mahon şi nuc se regăsesc la frecvenţa de 146,8 Hz la plăcile din paltin şi cireş, iar pentru plăcile de molid, la frecvenţa de 196 Hz (Fig. 6.52). Corelând aceste rezultate cu frecvenţele proprii determinate experimental prin metoda ciocanului de impact, se constată că frecvenţele pentru care s-a obţinut acelaşi mod propriu indiferent de specie, au valori apropiate cu frecvenţa fundamentală a speciei respective.



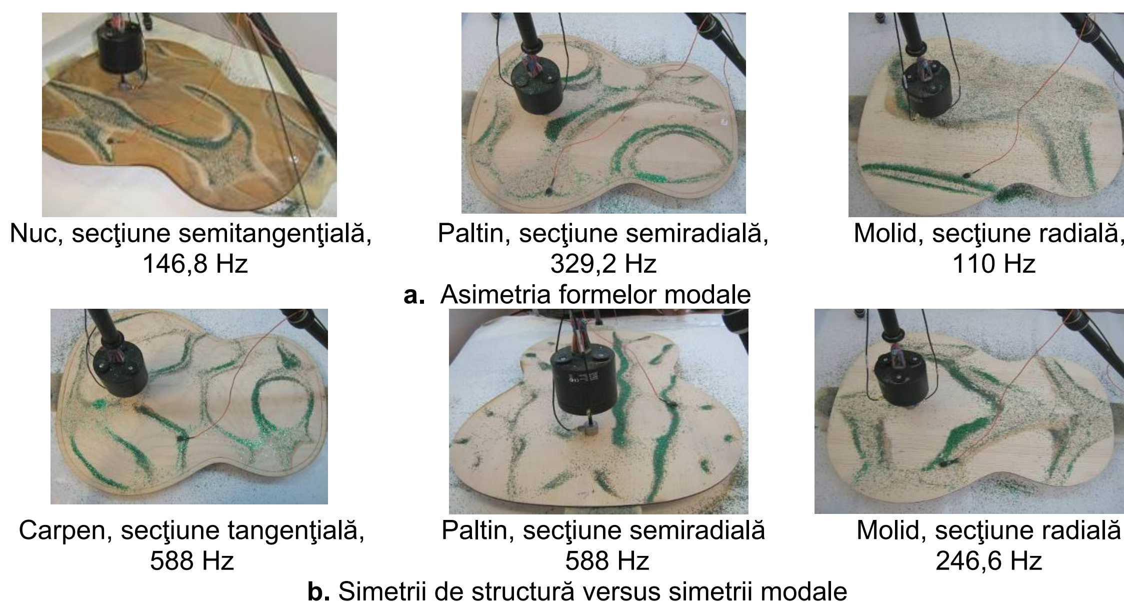
f_e =110 Hz, f_r = 124 Hz, Mahon, Nuc

f_e =146,8 Hz, f_r = 295 Hz, Paltin, Cireş

f_e =196 Hz, f_r = 183 Hz, Molid

Fig. 6.52. Moduri de vibraţie similare obţinute în cazul plăcilor din specii diferite

- Unul din aspectele verificate prin formele vibratorii este simetria structurală a plăcii, aceasta influenţând vibraţiile plăcii şi implicit acustica chitarei. Nu întâmplător, calitatea estetică şi acustică se află într-o strânsă legătură cauzală. Transmiterea sunetului prin lemn este favorizată de o structură regulată, uniformă şi omogenă a lemnului, caracteristici ce se regăsesc la lemnul de rezonanţă. Din cercetările efectuate, s-a observat că simetria formelor modale depinde de simetria structurii macroscopice a lemnului. Astfel, plăcile din placaj alcătuit din furnire nesimetrice din punct de vedere structural au prezentat asimetrii ale liniilor nodale (Fig. 6.53, a), spre deosebire de plăcile simetrice a căror model este în general simetric faţă de axa longitudinală (Fig. 6.53, b).



Nuc, secţiune semitangenţială, 146,8 Hz

Paltin, secţiune semiradială, 329,2 Hz

Molid, secţiune radială, 110 Hz

a. Asimetria formelor modale

Carpen, secţiune tangenţială, 588 Hz

Paltin, secţiune semiradială 588 Hz

Molid, secţiune radială 246,6 Hz

b. Simetrii de structură versus simetrii modale

Fig. 6.53. Influenţa simetriei de structură a materialului plăcii asupra modurilor de vibraţii

- Figurile Chladni obţinute oferă informaţii utile despre capacitatea plăcilor şi a speciilor lemnoase de a răspunde mai bine la frecvenţele de excitaţie. Astfel, nucul şi mahonul răspund mai bine la frecvenţe joase şi medii, comparativ cu cireşul, paltinul şi carpenul al căror comportament dinamic este favorizat de frecvenţele mai înalte. Fenomenul este confirmat şi de valorile frecvenţelor proprii prezentate în subcapitolul 6.1.

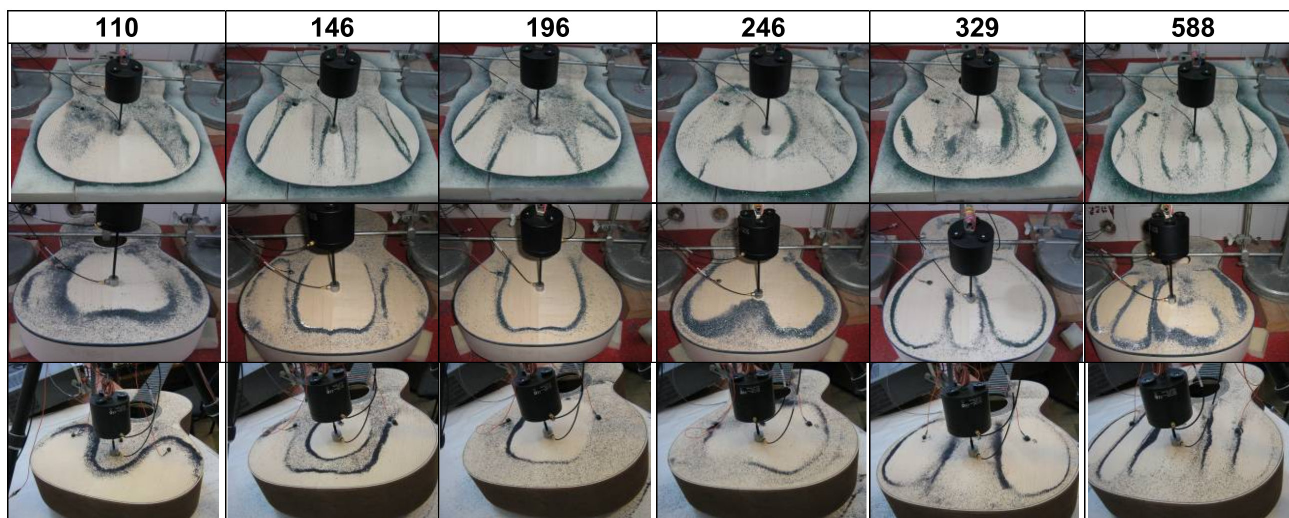
Influenţa complexităţii structurii asupra modurilor de vibraţie

Chitara este un instrument complex atât din punct de vedere constructiv, cât şi funcţional. În componenţa corpului de chitară intră o serie de elemente care luate separat prezintă anumite caracteristici acustice dar nu suficiente pentru a crea singure calităţile psiho-acustice ale chitarei. În acelaşi timp, fără proprietăţile şi prezenţa uneia dintre componente, răspunsul chitarei la vibraţiile armonice nu ar mai avea aceeaşi valoare muzicală. În studiul de faţă interesează modul în care complexitatea formei şi structurii din plăci influenţează şi potenţează caracteristicile vibratorii ale corpului de chitară. Astfel, în investigaţiile experimentale s-au realizat comparaţii între comportarea plăcilor ca structuri individuale şi comportarea lor în cutia de rezonanţă a chitarei fără gât şi cu gâtul ataşat (Tabelul 6.14). În Tabelul 6.14 sunt prezentate structurile cu sistemul de 7 bare radiale şi 2 transversale. Se observă că modurile de vibraţie depind de complexitatea structurii, respectiv, plăcile individuale răspund diferit de plăcile integrate în cutia acustică. Complexitatea corpului de chitară corelată cu condiţiile de frontieră dintre placă şi celelalte elemente componente, produce moduri de vibraţie delimitate de contururi închise. Ataşarea gâtului de corp influenţează răspunsul dinamic: gâtul intră primul în vibraţie la frecvenţe joase, după care corpul de chitară începe să vibreze la frecvenţe înalte. Acest fenomen a fost studiat de cercetători precum Shaheen (2004), Russel (1988). Alţii au urmărit în studiile lor doar comportarea dinamică a corpului de chitară, fără gât (Kempton 2002, Kaißer 2007, Becache 1996, 2005, Derveaux 2003).

Tabelul 6.14.

Modurile de vibraţii ale structurilor din plăci cu grade diferite de complexitate

110	146	196	246	329	588



Influenţa sistemului de bare de rigidizare asupra modurilor proprii

Pe lângă material, formă, dimensiuni, unul din elementele importante care defineşte o placă de chitară (faţa sau spatele) este sistemul de rigidizare aplicat pe partea interioară a plăcii în cadrul corpului de chitară. Acesta are rolul de a oferi plăcii rigiditate şi stabilitate la deformaţiile datorate solicitărilor ciclice la care este supusă placa de chitară în timpul cântatului. Din acest

punct de vedere, placa de chitară devine o structură complexă şi diversă prin însăşi existenţa barelor (nervuraţiilor) aplicate în număr, dimensiuni şi moduri diferite de dispunere.

Tabelul 6.15.

Modurile de vibraţie ale plăcilor cu diferite sisteme de bare

Frecvenţa	PS	P3BT	P5BR2T	P7BR2T	P3BR2V
110 Hz					
146 Hz					
196 Hz					
246 Hz					
329 Hz					
440 Hz					
588 Hz					

Pe placă se aplică două tipuri de bare: de rezonanţă – cu grosimi reduse, plasate în zona acustică a chitarei (între cordar şi rozetă) al cărui rol principal este de a modula zonele vibratorii ale plăcii şi bare de rigidizare amplasate în general pe direcţia transversală a plăcii încadrând rozeta şi oferind o rigiditate sporită corpului de chitară în zona de îmbinare cu gâtul. Barele de rezonanţă sunt aplicate numai pe placa de faţă, placa de spate fiind prevăzută numai cu bare

transversale. Datorită grosimii reduse a plăcii de faţă, barele de rezonanţă au şi rolul de rigidizare al plăcii.

În vederea stabilirii modului în care sistemul de bare influenţează apariţia şi modurile proprii ale structurilor, s-au testat plăci şi corpuri de chitară cu structurile prezentate în subcapitolul 6.1.2, Tabelele 6.3 şi 6.4. Metoda utilizată a fost cea bazată pe excitarea structurii cu ajutorul unei mase vibrante – conform standurilor experimentale prezentate în Fig. 6.19, 6.20, 6.21, iar pentru determinarea figurilor Chladni, s-a utilizat metoda clasică – cu stratul fin şi uniform de nisip. Pentru compararea modurilor de vibraţie şi determinarea modului în care sistemul de bare influenţează răspunsul structurii, acestea au fost excitate la aceleaşi frecvenţe, în aceleaşi condiţii de contur şi de laborator.

În procesul tehnologic de producţie a chitarelor fabricate în România la fabrica de instrumente muzicale S.C. Hora S.A. Reghin, se utilizează diferite sisteme de bare, în funcţie de tipul, mărimea şi calitatea chitarei în care sunt integrate. Studii ştiinţifice privind modul în care sistemul de rigidizare influenţează calitatea acustică a chitarei sunt relativ reduse (Vladimirovici, 2004, Writgh 1996, Inta 2006) şi în general nu sunt exhaustive, având în vedere interacţiunea numeroşilor factori care contribuie la calitatea acustică a chitarei. Mai mult decât atât, abordările acestor cercetători vizează aspecte ale sistemelor particulare de bare, aşa cum şi subiectul cercetărilor tezei de doctorat vizează structurile din plăci de chitară fabricate la noi în ţară.

S-au obţinut numeroase şi diverse moduri de vibrații, din care au fost selectate cele mai semnificative şi prezentate în Tabelul 6.15. Configuraţia modurilor de vibraţie rezultate pe plăcile cu nervuraţii diferite prezintă atât asemănări, cât şi deosebiri. Astfel, luând ca forme de referinţă cele obţinute la plăcile simple, se constată că harta liniilor nodale este asemănătoare la toate structurile la majoritatea frecvenţelor de excitaţie. Diferenţele care apar constau în grosimea şi claritatea liniilor nodale, acestea fiind diferite de la o structură la alta. Liniile nodale apar în zonele în care sunt poziţionate barele pe placă. Se remarcă faptul că diferenţele datorate sistemului de bare se reflectă mai ales în ordinea apariţiei modurilor de vibraţie.

De exemplu, modul de vibraţie corespunzător frecvenţei de 196 Hz în cazul plăcii simple şi a celei cu 3 bare radiale şi 2 în V (notată P3BR2V), se regăseşte la frecvenţa de 246 Hz în cazul plăcii cu 7 bare radiale. Figurile Chladni obţinute pe placa cu 3 bare transversale (P2BT) diferă de celelalte plăci prevăzute cu alte sisteme de rigidizare, mai ales la frecvenţele joase (110 – 196 Hz). La frecvenţe joase (sub 100 Hz), comportarea plăcilor este similară indiferent de numărul şi modul de dispunere a barelor de rezonanţă. Pentru plăcile cu 5 şi 7 bare radiale, figurile Chladni sunt similare ca formă, micile diferenţe datorându-se numărului de bare şi implicit a diferenţei de masa a structurii. Placa cu 7 bare radiale prezintă moduri clare şi din ce în ce mai complexe o dată cu creşterea frecvenţei.

Tabelul 6.16.

Influenţa sistemelor de bare asupra modurilor de vibraţie ale corpurilor de chitară

	Mod	C3BT		5BR2T		C7BR2T		C3BR2V
110 Hz	**$(1,1)_1$**		**$(1,1)_1$**		**$(1,1)_1$**		**$(1,1)_1$**	
146 Hz	**(1,1)**		**$(1,3)_1$**		**$(1,3)_1$**		**$(1,3)_1$**	
196 Hz	**(1,1)**		**$(1,1)_2$**		**$(1,1)_2$**		**$(1,1)_2$**	
246 Hz	**(1,1)**		**$(1,1)_3$**		**$(1,1)_3$**		**$(1,1)_3$**	
329 Hz	**(0,1)**		**$(1,3)_1$**		**(1,2)**		**(1,2)**	
413 Hz	**$(2,1)_1$**		**(1,4)**		**(1,4)**		**(2,3)**	
440 Hz	**$(2,1)_2$**		**$(1,3)_2$**		**$(2,3)_1$**		**(1,3)**	
588 Hz	**(1,3)**		**(1,5)**		**$(2,3)_2$**		**(1,4)**	
720 Hz	**(3,3)**		**(1,6)**		**(1,5)**		**(1,5)**	
980 Hz	**(5,3)**		**(2,8)**		**(2,6)**		**(2,6)**	
1230 Hz	**(2,6)**		**(1,9)**		**(2,8)**		**(2,8)**	

Varietatea modurilor proprii ale diferitelor structuri de plăci este determinată de frecvenţele proprii de rezonanţă ale plăcilor. În concluzie, analiza plăcilor cu sisteme diferite de nervuraţii a relevat faptul că în aceleaşi condiţii de contur, frecvenţe de excitaţie şi material, modurile de vibraţie ale plăcilor sub nu prezintă deosebiri cantitative mari. În schimb, geometria şi grosimea

barelor influenţează răspunsul dinamic al plăcilor, fenomen sesizabil la toate plăcile cu nervuraţii, prin apariţia constantă a liniilor nodale aliniate după barele transversale de rigidizare.

O analiză similară privind influenţa sistemelor de bare asupra răspunsului structurilor s-a realizat şi pentru corpuri de chitară, fiind prezentată în Tabelul 6.16. Spre deosebire de plăci ca structuri individuale, în cazul corpurilor de chitară sistemul barelor de rezonanţă şi rigidizare influenţează răspunsul structurii la solicitările armonice.

Din figurile Chladni prezentate în Tabelul 6.16, se poate observa că modurile vibratorii diferă de la o structură la alta în cea mai mare parte, existând şi asemănări, cum este cazul pentru frecvenţa de excitaţie de 110 Hz, unde toate structurile dau acelaşi mod de vibraţie, dar cu suprafeţe diferite. La frecvenţe relativ mici (între 110 – 246 Hz) comportarea structurilor din plăci – corpul de chitară, este similară indiferent de sistemul de bare din interior. Influenţa pe care sistemul de bare o exercită asupra răspunsului dinamic al corpurilor de chitară se observă la frecvenţe mai mari, prin două aspecte:

- formarea unor moduri particulare, ce nu se regăsesc la celelalte structuri;
- succesiunea apariţiei modurilor de vibraţie care diferă de la o structură la alta.

Cele mai mari deosebiri apar între corpul de chitară cu trei bare transversale de rigidizare şi celelalte tipuri de structuri. Structurile C7BR2T şi C3BR2V, deşi au sistemele de bare diferite atât ca număr cât şi ca mod de dispunere, prezintă numeroase asemănări ale modurilor de vibraţie.

Influenţa fluidului din interiorul cutiei

Din punct de vedere fizic, chitara este un sistem oscilant cu un grad ridicat de complexitate. Elementul rezonator al chitarei este volumul de aer din cutia sau corpul chitarei, al cărui serie de frecvenţe proprii este excitată de vibraţiile elementului vibrator – coarda. Astfel, sunetul vibratorului, de obicei slab şi fără muzicalitate, este amplificat şi îmbogăţit cu frecvenţele de rezonanţă al căror spectru formează timbrul (Urmă, 1982). În aceste condiţii, frecvenţele fundamentale sunt determinate de caracteristicile geometrice de la care se propagă unda sonoră, respectiv corzile şi plăcile vibrante, iar ansamblul armonicelor este determinat de corpul chitarei, prin formă, dimensiuni, materiale şi structură interioară. Potrivit studiilor de specialitate muzicală, Urmă (1982) consideră că o condiţie de bază a cutiilor de rezonanţă este aceea de nu fi selective în raport cu sunetele muzicale şi să prezinte o amortizare mare. Neselectivitatea acustică se obţine tocmai din forma variată a cutiilor. Conform teoriei elementelor finite, şi volumul de aer din interiorul corpului de chitară poate fi descompus într-o sumă de volume mici, având fiecare o formă simplă, geometrică şi deci o frecvenţă proprie de rezonanţă. Aceste volume, considerate izolat şi cuplate în combinaţii, oferă condiţiile necesare ca toate sunetele emise de corzile muzicale să fie amplificate în mod egal, neselectiv (Curtu, 2008 – [C25]).

În cercetările experimentale întreprinse, fenomenul aerodinamic a fost studiat atât prin determinarea modurilor de vibraţie a spatelui, în condiţiile excitării plăcii de faţă a cutiei, cât şi prin

analiza structurală şi răspunsul dinamic al plăcii de spate şi ecliselor, pe fiecare din aceste componente fiind ataşat câte un accelerometru. În Tabelul 6.17 sunt prezentate selectiv şi comparativ modurile proprii ale plăcilor de faţă şi spate din structura cutiei cu 5 bare radiale şi 2 transversale (C5BR2T) şi chitarei cu 7 bare radiale (Ch7BR2T) determinate la aceeaşi frecvenţă de excitaţie.

După cum se observă în imaginile fotografiate în timpul experimentului, modurile vibratorii ale plăcii de spate sunt diferite de cele ale plăcii de faţă, atât ca formă cât şi ca număr de ventre de amplitudine. La frecvenţe joase, formele vibratorii ale spatelui sunt aproape identice cu cele ale plăcii de faţă; la frecvenţe medii spre înalte, se constată un defazaj între cele două plăci: spatele vibrează la un mod de vibraţie inferior comparativ cu placa de faţă şi pe direcţie perpendiculară, iar la frecvenţe foarte înalte, spatele vibrează la fel ca şi faţa.

Tabelul 6.17.

Modurile proprii ale plăcilor (faţa şi spatele) din structura cutiei de rezonanţă

110	196	329	413	588	1230
(1,1)	(1,1)	(1,3)	(1,4)	(1,5)	(4,8)
(1,1)	(0,0)	(1,1)	(3,1)	(2,2)	(4,8)
-	(1,1)	(1,3)	(1,4)	(1,5)	(5, 10)
(1,1)	(2,1)	(2,1)	(3,2)	(5,3)	(5,10)

Influenţa metodei de investigare asupra rezultatelor cercetării – comparaţii cu rezultatele din literatura de specialitate

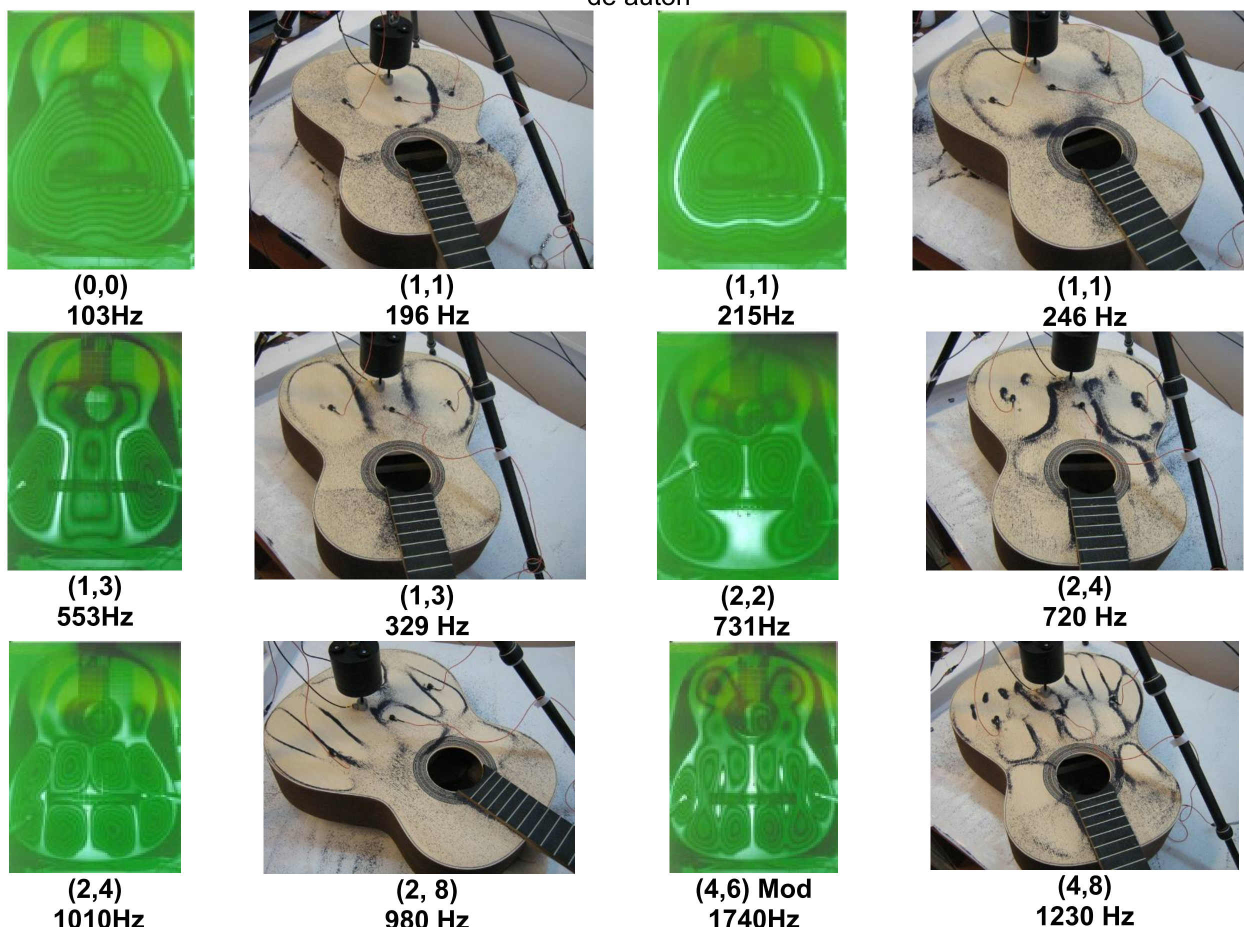
În literatura de specialitate se fac o serie de referinţe privind modalităţile de vizualizare a modurilor de vibraţie a chitarei sau a plăcilor din construcţia chitarei. Comparând figurile Chladni obţinute prin metoda interferometriei holografice sau cea cu laser de către echipa de cercetători de la Universitatea din Cardiff, cu cele determinate în laboratorul de Vibraţii al Catedrei de RMV din Universitatea Transilvania din Braşov, se constată o *serie de similitudini ale modurilor de vibraţii*,

ceea ce confirmă faptul că demersul cercetărilor experimentale realizate este în principiu corect (Tabelul 6.18).

Diferenţele încep să apară la frecvenţe foarte mari, unde influenţa tipului de structură, a elementelor existente pe structura de chitară (cordar, corzi etc.) se face resimţită în răspunsul chitarei. Cercetătorii de la Universitatea din Cardiff au determinat modurile proprii de vibraţie ale unui tip de chitară – cel luat în studiu de ei, pe când în cercetările efectuate, autorii au obţinut aceste modele în urma vibraţiilor forţate întreţinute, pe chitara clasică fabricată la noi în ţară cu sistemul de 5 bare de rezonanţă dispuse radial şi 2 transversal.

Tabelul 6.18.

Comparaţii între modurile de vibraţie obţinute de Richardson (1986) şi cele din cadrul cercetărilor efectuate de autori



Concluzii privind factorii care influenţează formarea modurilor vibratorii

Prin cercetările experimentale privind determinarea formelor vibratorii ale structurilor din plăci, s-a realizat o analiză critică privind factorii care influenţează în mai mare sau mai mică măsură răspunsul dinamic al plăcilor. Astfel, s-a constatat că schimbarea unui parametru (constructiv, funcţional etc.) duce la modificări sensibile ale modurilor de vibraţii. Acest studiu este util pentru că oferă informaţii în legătură cu modul şi mărimea influenţei fiecărui factor, ajutând proiectanţii şi fabricanţii de chitare să previzioneze comportarea dinamică a instrumentului în

ansamblul său, sub acţiunea cumulată a tuturor factorilor. Totodată, cunoscând aportul elementelor care contribuie sau distorsionează răspunsul dinamic al chitarei, se pot aplica ajustări ale formei şi dimensiunilor unor elemente constructive, se pot alege materiale şi sortimente de lemn cu calităţi superioare, se pot realiza optimizări ale formei şi structurii care să ducă în final la îmbunătăţirea calităţii acustice a instrumentului muzical.

6.3. Optimizarea formei şi structurii plăcilor din componenţa chitarei

Demersul investigaţiilor teoretice şi experimentale au urmărit găsirea relaţiilor cauzale între diferiţi parametri ce influenţează, într-o mai mică sau mai mare măsură, performanţele acustice ale chitarei. Din investigaţiile realizate, o concluzie privind optimizarea structurilor de chitară este legată în primul rând de accepţiunea acestui termen. Astfel, în creşterea performanţelor acustice ale chitarei, nu se poate discuta despre o optimizare în sensul propriu-zis, întrucât aceste tipuri de structuri (instrumentele muzicale) prezintă caracteristici distincte, fiind necesară o optimizare specifică structurii, personalizată după caracteristicile acesteia. Astfel, optimizarea chitarei nu se poate reduce la o simplă problemă matematică de optimizare, ci se bazează pe legătura indisolubilă dintre teorie şi aplicaţie. Totuşi, în vederea optimizării formei şi structurii plăcilor de chitară, s-au analizat elementele constitutive ale problemei de optimizare, respectiv variabilele de proiectare, funcţia obiectiv şi restricţiile.

Variabilele de proiectare reprezintă grupul de parametrii ce pot fi modificaţi în limitele posibile de schimbare. Acestea se exprimă printr-un vector $x = (x_1\, x_2 \quad x_3 \quad ..... \quad x_n)$. Ele pot lua valori continue sau discrete. În cazul general, se permite ca variabilele de proiectare să aibă o variaţie continuă, însă din punct de vedere tehnologic, se preferă o variaţie discretă, într-o listă finită de valori – realizabile tehnologic. Tot o variaţie discretă se recomandă şi în cazul caracteristicilor de material. În studiul de faţă, variabilele de proiectare *x* sunt:

x_1 – Grosimea plăcii acustice din structura chitarei;

x_2 – Modulul de elasticitate longitudinal;

x_3 – Densitatea;

x_4 – Modulul de rigiditate;

x_5 – Numărul barelor de rigidizare;

x_6 – Sistemul de dispunere a barelor.

Funcţia obiectiv

Noţiunea implică existenţa unei funcţii obiectiv *f(x),* care poate fi îmbunătăţită ca măsură a eficienţei proiectării. În cazul în care există mai multe funcţii obiectiv, procedeul se numeşte optimizare multicriterială. În cazul general, dacă există mai multe funcţii obiectiv, acestea se vor reduce prin transformări la o singură funcţie obiectiv. Un procedeu intuitiv de reducere a numărului

funcţiilor obiectiv este selectarea celor mai importante ca funcţie obiectiv, iar celelalte funcţii să se transforme în restricţii.

Funcţia obiectiv este rigidizarea plăcilor de chitară.

Restricţii

În general, restricţiile sunt de două tipuri: funcţie restricţie şi restricţie de domeniu impuse variabilelor de proiectare. Funcţiile restricţie se referă la mărimile care variază în cadrul modelului; restricţiile de domeniu se referă la limitele în care pot varia variabilele de proiectare.

În cazul particular al implementării optimizării plăcilor de chitară din studiul prezent, s-au adoptat următoarele restricţii :

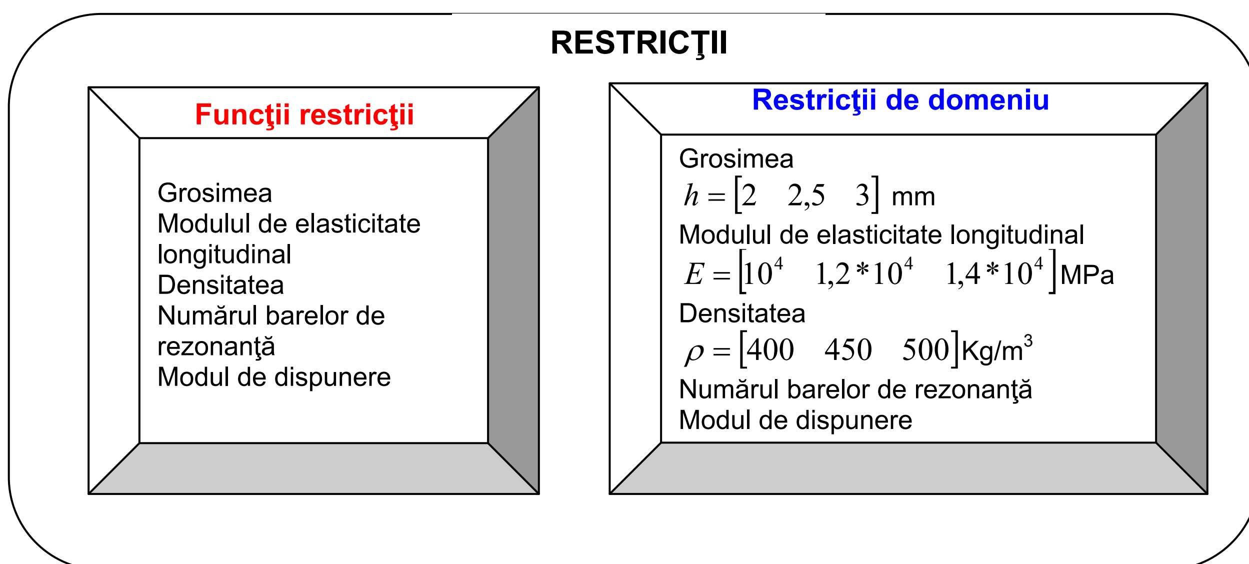


Fig. 6.54. Diagrama restricţiilor impuse în procesul de optimizare a structurilor din plăci

Etape în rezolvarea problemei de optimizare a plăcilor lignocelulozice compozite din structura chitarei clasice

Identificarea şi formularea problemei:

a. Definirea geometrică;
b. Ţinând cont de structura şi dimensiunile reale ale chitarei, aceasta a fost modelată păstrând dimensiunile de gabarit şi forma geometrică de ansamblu – elemente ce intră în categoria restricţiilor;
c. Evaluarea tipului şi mărimii solicitărilor.

Din punct de vedere mecanic, chitara - poate fi redusă la o structură formată dintr-o bară în consolă reprezentată de gâtul instrumentului şi o structură de tip vas cu pereţi subţiri reprezentată de cutia acustică. Sistemul de corzi prin intermediul căruia se exercită tensiuni asupra celor două componente este un sistem de fire simple (corzile din nylon) şi complexe (corzile din metal – înfăşurate similare arcurilor). Cele două structuri (gâtul şi cutia) sunt solicitate static de tensiunile din corzile acordate, şi dinamic de tensiunile generate de vibraţiile corzilor. Aceste încărcări produc: încovoierea şi torsiunea gâtului şi plăcii şi/sau cutiei sonore a instrumentului având în

vedere următorii factori: modul de dispunere pe cordar a corzilor cu diferite grosimi şi din materiale cu proprietăţi elastice diferite, eforturile diferite din corzi şi variaţia forţei din degete atunci când se doreşte schimbarea lungimii de undă prin apăsarea corzii pe tastiera, precum şi forţele de excitaţie care supun structura la solicitări ciclice. Sistemul static este solicitat de forţele de tensionare a corzilor cu valori F_{max}=100 N care produc momentul de încovoiere M_0=F*a, unde a – reprezintă înălţimea cordarului şi a prăguşului (a=1...10 mm).

d. Evaluarea tipurilor de structuri de plăci fabricate la S.C. Hora S.A. Reghin.

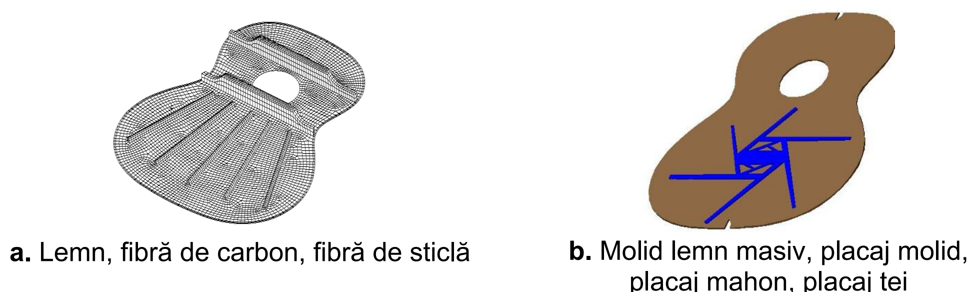
Cercetările teoretice şi experimentale întreprinse au evaluat comportarea dinamică a plăcilor din structura cutiei acustice a chitarei. S-au analizat mai multe variante de plăci din punct de vedere al sistemului de bare de rigidizare.

e. Definirea criteriilor de evaluare a mărimilor de răspuns.

S-au investigat următoarele mărimi de răspuns ale optimizării structurale; valorile frecvenţelor proprii, modurile de vibraţie, amplitudinile şi valorile frecvenţelor de rezonanţă. Criteriile de evaluare a mărimilor de răspuns vor fi stabilite pe baza rezultatelor experimentale şi numerice obţinute până acum, stabilindu-se o gamă de valori optime faţă de care structurile optimizate să poată fi clasate astfel: sub limitele intervalului – neconforme, baleiere între limitele optime - optime, peste limitele intervalului optim – neconforme.

f. Selecţia topologiei structurii şi definirea elementelor de optimizare

În general, se produce o gamă variată de structuri de plăci din componenţa chitarelor clasice, în concordanţă cu renumele firmei (atelierului/fabricii), cu tehnologia de fabricaţie, cu cererile pieţei. Astfel, pentru rezolvarea problemei de optimizare, s-a urmărit pe de o parte păstrarea sistemului de 5 bare radiale şi 2 transversale, la care s-a intervenit asupra materialului barelor, prin înlocuirea acestora cu bare din fibră de carbon şi fibră de sticlă, iar pe de altă parte, s-a elaborat un nou sistem de rigidizare atât ca formă cât şi ca material, bazat pe calcule matematice. Cele două tipuri de sisteme de rigidizare introduse în calcul sunt prezentate în Fig. 6.55. În Fig. 6.55.a, este reprezentată structura cu sistemul de bare tradiţional, la care s-a modificat succesiv materialul barelor: lemn (C5BR2T), fibră de sticlă (C5BR2T FS) şi fibră de carbon (C5BR2T FC). În Fig. 6.55.b, este reprezentată structura cu o formă nouă a sistemului de rigidizare, model care este realizat din materiale precum: lemn masiv molid (OPT LM), placaj molid (OPT PlMo), placaj mahon (OPT PlMah), placaj tei (OPT PlTei).



a. Lemn, fibră de carbon, fibră de sticlă

b. Molid lemn masiv, placaj molid, placaj mahon, placaj tei

Fig. 6.55. Sisteme de rigidizare optimizate

Răspunsul dinamic al structurilor optimizate – în domeniul frecvenţă

Cercetările experimentale, ca şi în cazul sistemelor clasice de rigidizare, s-au bazat pe excitarea structurii cu forţe având frecvenţa de oscilaţie corespunzătoare valorilor stabilite în strategia de măsurare, iar semnalele de la accelerometre au fost captate, înregistrate şi prelucrate cu platforma Pulse. În Fig. 6.56 sunt exemplificate înregistrări din timpul rulării softului de achiziţie şi prelucrare a semnalului, reprezentând spectrul de putere obţinut prin analiza Fourier.

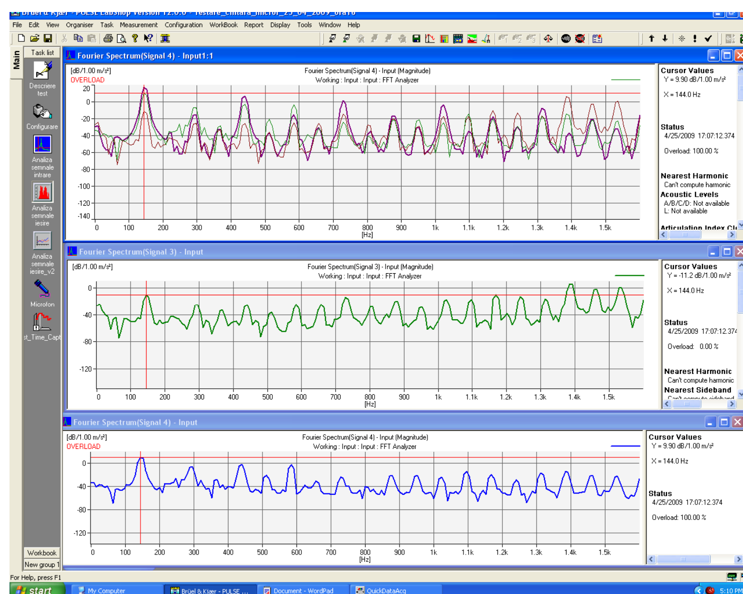


Fig. 6.56. a. Spectrul de putere determinat la frecvenţa de 146 Hz, în cazul sistemului de rigidizare OPT LM

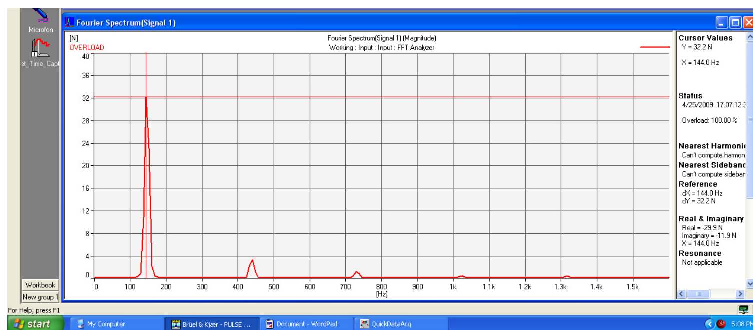


Fig. 6.56. b. Măsurarea intensităţii forţei de excitaţie, la frecvenţa de 146 Hz

De pe fiecare înregistrare s-au captat valorile intensităţii forţelor de excitaţie, prezentate în Fig. 6.57 şi al frecvenţelor de rezonanţă centralizate în Tabelul 6.19.

În Fig. 6.57 este reprezentată variaţia forţei totale de excitaţie în raport cu tipul sistemului de rigidizare. Astfel, se constată că cele mai reduse valori ale intensităţii forţei s-au obţinut în cazul utilizării fibrei de sticlă ca material pentru sistemul de bare radiale, iar pentru al doilea tip de sistem, structura din placaj de tei.

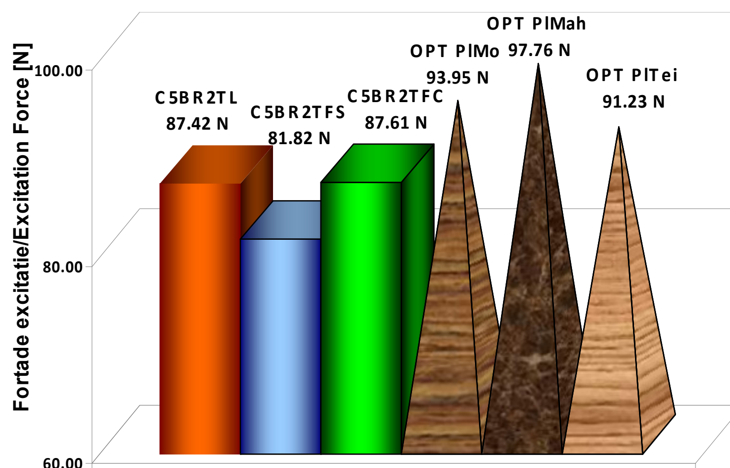


Fig. 6.57. Variaţia intensităţii forţei de excitaţie în raport cu tipul sistemului de rigidizare

În Tabelul 6.19 se observă că cele mai multe frecvenţe de rezonanţă sunt redate de structura rigidizată cu 5 bare radiale din fibră de sticlă.

Tabelul 6.19

Valorile frecvenţelor de rezonanţă înregistrate pentru structurile optimizate ca formă şi material

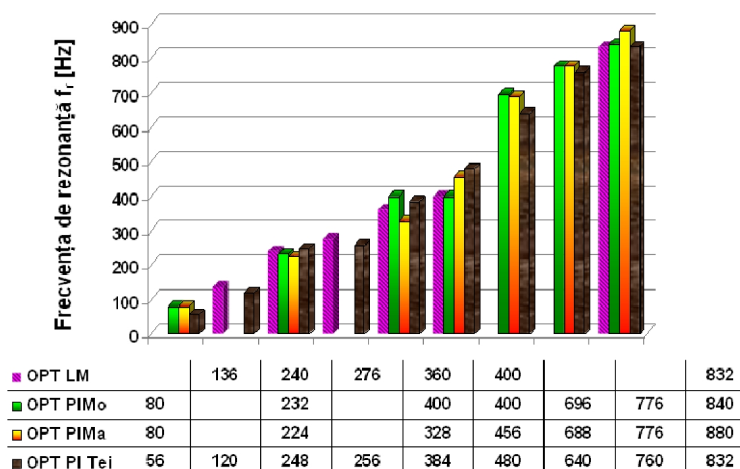
	C5BR2TL	C5BR2TFS	C5BR2TFC	OPT LM	OPT PlMo	OPT PlMa	OPT Pl Tei
	Frecvenţa de rezonanţă FR [Hz]						
1	16	**96**	56	136	80	80	56
2	24	**136**	72	240	232	224	120
3	64	**176**	80	272	400	320	176
4	120	**256**	280	280	488	328	248
5	128	**376**	336	360	664	456	256
6	256	**400**	496	400	672	536	384
7	400	**408**	776	600	696	688	480
8	408	**416**	792	832	704	720	576
9	488	**424**	896	856	712	776	640
10	528	**464**	904	920	728	880	760
11	536	**520**	920	928	744	1104	832
12	560	**544**	1208	968	752	1264	912
13	816	**616**	1312	1016	776	1352	968
14	832	**672**	1336	1032	840	1504	1008
15	872	**784**	-	1280	936	-	1024
16	1112	**936**	-	-	952	-	1104
17	1264	**1040**	-	--	1000	-	1208
18	1360	**1056**	-	-	1112	-	-
19	1488	**1072**	-	-	1200	-	-
20	-	**1144**	-	-	-	-	-
21	-	**1192**	-	-	-	-	-
22	-	**1224**	-	-	-	-	-
23	-	**1320**	-	-	-	-	-

Toate structurile, indiferent de forma sistemului de rigidizare sau de material, prezintă numeroase şi diverse frecvenţe de rezonanţă. Stabilirea unei structuri optime nu se poate realiza în mod exhaustiv deoarece în determinările experimentale sau utilizat o serie de ipoteze

simplificatoare pentru evitarea parametrilor aleatori care ar fi putut perturba sistemul şi măsurătorile. De aceea, se recomandă ca în cercetările ulterioare, aceste rezultate să fie validate şi prin metode acustice, pe structuri finite (chitara cu toate componentele pe care le implică. Există frecvențe comune structurilor, date de forma geometrică a corpurilor de chitară şi frecvențe distincte, date de caracteristicile structurale şi de material ale corpurilor de chitară analizate.

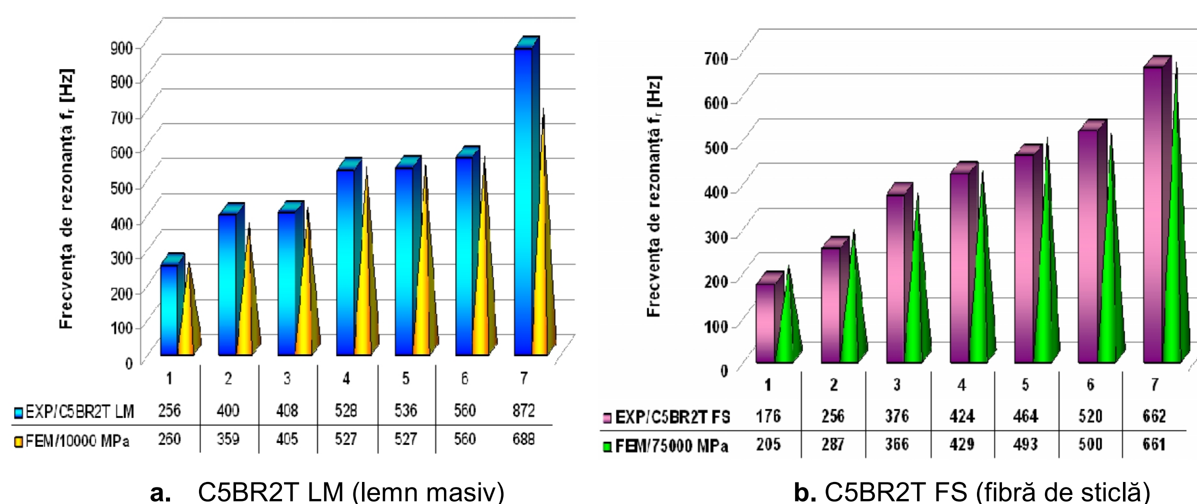
În Fig. 6.58 sunt redate selectiv variațiile frecvențelor de rezonanță ale sistemelor noi de rigidizare din materialele studiate. Materialele utilizate în construcția sistemului de rigidizare constituie un factor determinant în răspunsul dinamic al structurilor.

Prin compararea cercetărilor experimentale cu cele teoretice (cu FEM), au rezultat graficele din Fig. 6.59, a, b, şi c. Şi în cazul structurilor optimizate din punct de vedere al materialului barelor, se observă că investigațiile practice au fost în concordanță cu cele teoretice, obținându-se valori apropiate prin cele două metode de cercetare.



OPT LM		136	240	276	360	400			832
OPT PIMo	80		232		400	400	696	776	840
OPT PIMa	80		224		328	456	688	776	880
OPT PI Tei	56	120	248	256	384	480	640	760	832

Fig. 6.58. Variația frecvențelor de rezonanță în funcție de materialul sistemului de rigidizare

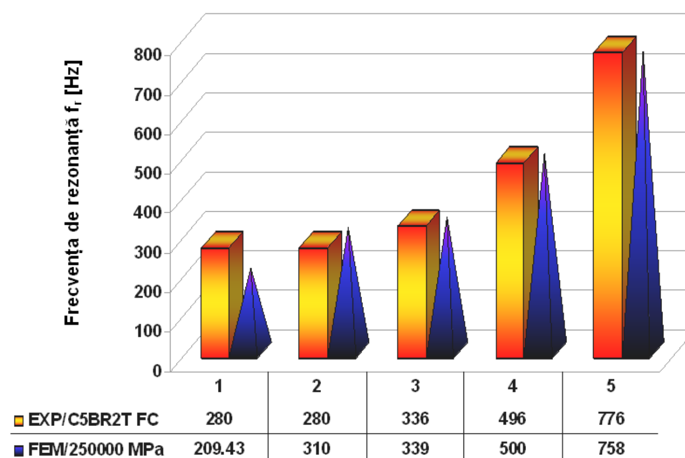


	1	2	3	4	5	6	7
EXP/C5BR2T LM	256	400	408	528	536	560	872
FEM/10000 MPa	260	359	405	527	527	560	688

	1	2	3	4	5	6	7
EXP/C5BR2T FS	176	256	376	424	464	520	662
FEM/75000 MPa	205	287	366	429	493	500	661

a. C5BR2T LM (lemn masiv) **b.** C5BR2T FS (fibră de sticlă)

Fig. 6.59. (a și b) Comparații ale frecvențelor de rezonanță obținute cu prin metode numerice şi experimentale, în cazul structurilor cu 5 bare radiale din materiale compozite lignocelulozice



c. C5BR2T FC (Fibră de carbon)

Fig. 6.59. (c) Comparaţii ale frecvenţelor de rezonanţă obţinute cu prin metode numerice şi experimentale, în cazul structurilor cu 5 bare radiale din materiale compozite lignocelulozice

Influenţa formei sistemului de bare asupra modurilor de vibraţie

În Tabelul 6.20 sunt prezentate comparativ modurile de vibraţie ale corpului C5BR2T şi cel cu modelul nou de rigidizare, obţinute experimental.

Se constată că forma sistemului de rigidizare influenţează modurile proprii ale plăcilor de chitară, atât ca formă cât şi ca ordine de apariţie. Schimbarea formei sistemului de bare – în varianta propusă, produce intrarea în vibraţie la frecvenţe joase şi formarea succesivă a modurilor. Se poate considera că sistemul optimizat prin modificarea formei (OPT XX) prezintă avantaje privind capacitatea sa de vibraţie atât la frecvenţe joase cât şi înalte.

Tabelul 6.20.

Modurile de vibraţii ale structurilor optimizate

	82 Hz	110 Hz	146 Hz	196 Hz	246 Hz	329 Hz
C5BR 2T FS C5BR2 T FC	(1,1)	(1,1)	(1,3)	(1,1)	(1,1)	(1,3)
OPT LM	(1,1)	(1,2)	(1,3)	(1,1)	(1,4)	(1,5)

Influenţa materialului sistemului de bare asupra modurilor vibratorii

Utilizarea diferitelor materiale pentru sistemul de rigidizare, nu conduce la modificări semnificative ale modurilor proprii e vibraţie. Influenţa acestuia se reflectă în frecvenţele de rezonanţă.

6.4. Concluzii

Cercetările experimentale au relevat pe de o parte factorii care influenţează comportarea structurilor din plăci la solicitări ciclice de tipul vibraţiilor armonice, aspecte pe care modelarea numerică sau analitică nu le pot evidenţia prin natura algoritmilor şi ipotezelor de calcul introduse, iar pe de altă parte au furnizat o serie de date referitoare la frecvenţele de rezonanţă ale structurilor analizate. În continuare sunt prezentate cele mai importante concluzii, fiecare fiind argumentată prin cercetările experimentale şi teoretice. Astfel:

- *Comportarea la vibraţii forţate a structurilor din plăci se deosebeşte de la un tip de cutie la altul. Diferenţa este dată de contribuţia simultană a mai multor factori: speciile lemnoase şi caracteristicile elastice ale materialelor din componenţa fiecărui element în parte (plăci, eclise), tipul de nervuraţie aplicat pe interiorul plăcii de faţă, modul de excitare al structurii (contact/ non-contact);*
- *Componentele cutiei de chitară răspund diferit la vibraţii forţate, fapt pentru care sunetul emis este diferit de cel indus prin excitaţie. Aceasta are importanţă practică pentru că se apropie de fenomenele dezvoltate de vibraţiile corzilor de chitară;*
- *Răspunsul dinamic al cutiilor de chitară diferă substanţial de cel al plăcilor analizate ca structuri individuale;*
- *Varietatea figurilor Chladni în funcţie de frecvenţa de excitaţie şi de structura cutiei acustice (număr şi dispunerea barelor de rezonanţă) duce la modificări ale modurilor de vibraţie (Tabelul 6.17);*
- *La aceeaşi frecvenţă, cutiile răspund diferit şi datorită frecvenţelor proprii ale structurii care sunt mai apropiate sau nu de frecvenţa de excitaţie. Frecvenţele naturale ale structurii influenţează timbrul muzical. Analizele modale realizate au avut ca scop stabilirea acelor parametri care influenţează comportarea dinamică a chitarei în vederea optimizării structurii mecanice în concordanţă cu obiectivul urmărit;*
- *Răspunsul dinamic al cutiilor de chitară diferă substanţial de cel al plăcilor analizate ca structuri individuale;*
- *Prezenţa gâtului în structura corpului de chitară produce modificări ale răspunsului dinamic al acesteia, comparativ cu răspunsul cutiei acustice fără gât;*
- *Comportarea la vibraţii forţate a structurilor din plăci se deosebeşte de la un tip de cutie la altul. Diferenţa este dată de contribuţia simultană a mai multor factori: speciile lemnoase şi caracteristicile elastice ale materialelor din componenţa fiecărui element în parte (plăci, eclise), tipul de nervuraţie aplicat pe interiorul plăcii de faţă, modul de excitare al structurii (contact/non-contact);*
- *Componentele cutiei de chitară răspund diferit la vibraţiile forţate, fapt pentru care sunetul emis este diferit de cel indus prin excitaţie;*

- *Geometria plăcilor - între plăcile dreptunghiulare şi cele cu geometria specifică chitarei, apar diferenţe vizibile atât sub forma figurilor Chladni, cât şi din punct de vedere al analizei dinamice al răspunsului forţat;*
- *Condiţiile de contur - influenţează cu precădere modul de disipare a energiei de vibraţie şi raportul dintre mărimea de intrare şi cea de ieşire;*
- *Caracteristicile elastice ale materialului plăcilor (specia lemnoasă, sortimentul – placaj, lemn masiv) – se imprimă asupra formării liniilor nodale, asupra răspunsului dinamic la diferite frecvenţe şi asupra modului de disipare a energiei vibraţiilor;*
- *Structura (orientarea fibrelor) şi anizotropia lemnului – contribuie la creşterea/diminuarea vitezei de propagare a sunetului în lemn, influenţând absorbţia acustică şi capacitatea de a intra în rezonanţă la anumite frecvenţe de excitaţie;*
- *Tipul de excitaţie utilizat (cu contact/ non-contact) – în cazul real de interpretare muzicală la chitară, intervin simultan ambele tipuri de forme de excitaţie;*
- *Lemnul, indiferent de specie prezintă o frecvenţă proprie şi numeroase armonice, fapt ce contribuie la îmbogăţirea sunetului muzical;*
- *Variaţia coeficientului de amortizare diferă de la specie la specie: cel mai mic înregistrându-se la nuc, iar cel mai mare la carpen;*
- *Mişcarea de amortizare la vibraţii libere se stinge după o curbă exponenţială, indiferent de specie. Panta curbei diferă în funcţie de specie;*
- *Cu creşterea modului de elasticitate, deci a rigidităţii materialului, diferenţele dintre valorile obţinute experimental şi numeric cresc. Explicaţia constă în aceea că, odată cu creşterea rigidităţii, energia impulsului trebuie să fie mai mare pentru obţinerea aceleaşi amplitudinii;*
- *Rezultatele teoretice au fost confirmate într-o mare măsură de cele experimentale; cele experimentale sunt reale, pe când celelalte sunt afectate de o serie de ipoteze simplificatoare (forma şi densitatea elementelor finite, natura legăturilor mecanice, simplificarea valorilor modulelor de elasticitate, caracteristicile elastice ale lemnului etc.).*

În urma cercetărilor teoretice și experimentale au rezultat următoarele valori ai parametrilor optimi ce influenţează comportarea vibro-acustică a structurilor din plăci din componenţa chitarei clasice:

	Parametri vechi	*Parametri optimi*
Grosimea	*h=2,5...3 mm*	*h=2,4...2,8*
Materialul plăcilor	*Modulul de elasticitate* *E=10000....14000 MPa* *G=4500.....5500 MPa* *Coeficientul lui Poisson* *ν=0,3...0,4* $\rho=400....500 kg/m^3$	 *E=14000 MPa* *G=5000 MPa* *ν=0,36* $\rho=500 kg/m^3$
Sistemul de bare	*Sistemul cu 5 bare radiale,* *Materialul barelor din lemn* *Sisteme tradiţionale*	*Sistemul cu 5 bare radiale,* *Materialul barelor din fibră de sticlă* *Sistemul OPT Pl Mah*

7 CONCLUZII ŞI DIRECŢII VIITOARE DE CERCETARE ÎN DINAMICA STRUCTURII CHITAREI CLASICE

Studiul privind optimizarea formei şi structurii plăcilor lignocelulozice din componenţa corpului de chitară a avut ca scop stabilirea, prin cercetări teoretice şi experimentale, a legăturilor cauzale privind factorii care influenţează comportarea structurilor din plăci la solicitări ciclice de tipul vibraţiilor armonice.

7.1. Concluzii

7.1.1. Concluziile privind chitara ca structură, sistem funcţional şi istoric

- Chitara constituie un sistem complex, atât din punct de vedere constructiv cât şi funcţional, necesitând precizie de execuţie, materiale de calitate şi ulterior condiţii de utilizare potrivite;
- Principiul constructiv şi funcţional al chitarei este unul din cele mai vechi şi răspândite din întreaga lume, chitara în forma ei veche regăsindu-se simultan pe continentul asiatic, european şi african în diferite perioade istorice şi traversând timpul până în zilele noastre;
- Sfârşitul secolului al XIX – lea constituie perioada de „revoluţie" a chitarei clasice din punct de vedere constructiv, acustic şi muzical;
- Dacă de-a lungul istoriei se constată că din triada design – funcţionalitate – acustică – ce guvernează chitara ca instrument muzical, a fost accentuată una dintre componente, în prezent, conceptul asupra chitarei vizează echilibrul dintre design – funcţionalitate şi acustică a instrumentului;
- Preocupările privind corelaţia dintre formă – dimensiuni – structură – materiale şi performanţă acustică au existat în forme intuitive începând cu perioada barocă, continuând şi astăzi la un alt nivel de abordare şi înţelegere – ştiinţific şi tehnologic;
- În România există o tradiţie de peste 50 ani în fabricarea instrumentelor muzicale în sistem industrializat şi organizat, reprezentată de fabrica S.C. Hora S.A. România, singura fabrică de instrumente muzicale din Europa.

7.1.2. Concluziile stadiului actual al cercetărilor teoretice şi experimentale privind structura, funcţionarea şi factorii de calitate a chitarei clasice

În cadrul capitolului vizând stadiul actual al cercetărilor, s-a realizat o sinteză a studiilor şi a cercetărilor din domeniul interdisciplinar al structurilor din plăci din componenţa instrumentelor

muzicale cu corzi, cu referire la chitara clasică. Astfel, în urma documentării şi informării prin metode clasice şi moderne, s-a constatat că:

- cercetările privind structura şi funcţionarea mecanică şi dinamică a chitarei este inexistentă în literatura de specialitate românească. Totuşi, în anii `80 au existat preocupări ştiinţifice privind mecanica şi dinamica plăcilor şi corpurilor de vioară, a căror construcţie şi mod de funcţionare este similară cu cea a chitarei;
- există o deosebită preocupare pe plan internaţional privind cercetările ce au ca obiect de studiu chitara, sub toate formele ei. Plecând de la aceste premise, s-a studiat comparativ munca desfăşurată de alţi cercetători, mare parte dintre acestea fiind prezentate sintetic în capitolul mai sus menţionat.

7.1.3. Concluziile privind modelarea analitică şi numerică a structurilor din plăci din componenţa chitarei

Acest capitol constituie una din provocările ştiinţifice ale lucrării, având în vedere faptul că plăcile şi corpul de chitară constituie structuri complexe care sunt supuse simultan mai multor modelări matematice. Apoi, funcţionarea chitarei, respectiv solicitările complexe care apar la acest tip de structură au trebuit să fie analizate atât separat pentru a stabili proporţia şi modul în care ele intervin în funcţionarea chitarei, cât şi analizate corelat, pentru a stabili influenţele cumulative ale acţionării simultane a acestor solicitări.

Deşi s-a studiat deja modelul matematic al chitarei, acesta implică însă aspectele generale privind structura chitarei. Datorită diversităţii tipurilor de plăci, nervuraţii şi materiale utilizate în construcţia chitarei, a fost necesară elaborarea unor modele numerice particularizate pe tipuri de structuri. Modelarea şi analiza dinamică a plăcilor şi structurilor din plăci a fost realizată atât pentru tipuri şi structuri diferite de plăci, cât şi pentru materiale cu caracteristici diferite. Matricea parametrilor utilizaţi a condus la o bază de modele şi rezultate care au fost prezentate în capitolul privind cercetările teoretice. Avantajele metodei numerice de cercetare au fost pe de o parte posibilitatea modelării unei game largi şi variate de tipuri de structuri, iar pe de altă parte înţelegerea factorilor de influenţă prin aplicarea unor problematizări şi rezolvarea lor prin modelare. Astfel, metoda elementelor finite aplicată structurilor din plăci a relevat valori ale analizei modale şi a răspunsului în frecvenţă comparabile cu cele din literatura de specialitate.

Din calculele prin metoda analitică privind vibraţiile plăcilor lignocelulozice compozite, au rezultat următoarele:

- Influenţa densităţii asupra vitezei de propagare a sunetului în direcţie longitudinală: viteza de transmitere a vibraţiilor în lemn în direcţie longitudinală creşte cu 15-16% o dată cu scăderea densităţii lemnului cu 30% (Fig. 5.18, a şi b);

- Influenţa modulului de elasticitate longitudinal în direcţie longitudinală asupra vitezei de propagare: creşterea modulului de elasticitate longitudinal (E) cu 28-30% duce la creşterea vitezei sunetului în lemn în direcţie longitudinală cu 15 % (Fig. 5.18, a şi b);
- Pentru atingerea unei viteze optime de propagare a undelor în lemn, materialul trebuie să se caracterizeze prin densitate redusă (300....450 kg/m^3) şi modulul de elasticitate longitudinal ridicat (peste 12000 MPa);
- Frecvenţa proprie este influenţată de dimensiunile plăcilor (grosime, lăţime, lungime). Pentru aceeaşi grosime şi lungime a plăcilor, creşterea lăţimii plăcii cu 35% duce la scăderea frecvenţei fundamentale cu 45 % (Fig. 5.19, a…d);
- Dublarea grosimii plăcii produce creşterea proporţională a frecvenţei fundamentale, indiferent de tipul şi structura plăcii, concluzie rezultată atât din modelarea analitică (Fig. 5.19), cât şi numerică (Fig. 5.25). Unul din criteriile de calitate acustică îl reprezintă frecvenţa fundamentală a plăcii de chitară: cu cât frecvenţa e mai joasă, cu atât se consideră că placa şi întreaga structură pot intra în rezonanţă la frecvenţa bas a corzii MI (82,4 Hz); De aici rezultă necesitatea ca plăcile să aibă grosimi foarte mici.
- Modurile de vibraţie se diferenţiază de la o structură la alta datorită în special modului de dispunere al barelor decât numărului acestora. Din acest punct de vedere, după configuraţia modurilor proprii, plăcile analizate cu FEM se împart în trei categorii: grupa 1 (Fig. 5.29...5.32) – plăcile simple, cu şi fără gaură acustică şi cele cu nervuri radiale, grupa a II a (Fig. 5.33) – plăcile numai cu bare transversale, grupa a III-a – plăcile cu bare transversale şi radiale (Fig. 5.34...5.38). Barele transversale influenţează hotărâtor ordinea de formare a modurilor proprii.
- Modulul de elasticitate longitudinal influenţează mărimea amplitudinilor de vibraţie şi valoarea frecvenţei de rezonanţă a plăcii: frecvenţele de rezonanţă scad cu aproximativ 10%, iar amplitudinile se înjumătăţesc odată cu micşorarea modulului de elasticitate longitudinal cu aproximativ 14% - Fig. 5.43 şi Fig. 5.47;
- Între mărimea intensităţii forţei de excitaţie şi cea a amplitudinilor există ca relaţie proporţională: creşterea cu 20% a intensităţii forţei de excitaţie produce creşterea cu 20% a amplitudinilor de vibraţie, frecvenţa de rezonanţă rămânând constantă (Fig. 5.44);
- Între coeficientul de amortizare al materialului plăcii de chitară şi amplitudinea vibraţiilor există o relaţie invers proporţională: creşterea valorii coeficientului de amortizare al materialului plăcii produce scăderea amplitudinilor de vibraţie, frecvenţa de rezonanţă rămânând neschimbată (Fig. 5.45);
- Rigidizarea plăcii cu nervuraţii duce la scăderea frecvenţei de rezonanţă cu aproximativ 25% şi creşterea amplitudinilor tot cu 25% (Fig. 5.46).
- Barele transversale de rigidizare influenţează modurile proprii atât ale plăcilor ca structuri individuale, cât şi ale corpurilor de chitară;

- Modurile proprii ale structurilor din plăci (corpuri de chitară) se deosebesc de cele ale plăcilor individuale cu creşterea frecvenţei (Tabelul 5.9). La cutiile formate din plăci cu nervuraţii combinate din punct de vedere al modului de dispunere (radial – transversal – oblic (C3BR2T.....C7BR2V)), ordinea de apariţie a modurilor 3 şi 4 este inversă decât în cazul cutiilor simple sau al celor cu sistemul de 3 bare transversale, fenomen similar observat şi la plăci;
- Între modurile de vibraţie ale plăcii de faţă şi cele ale spatelui din structura corpului de chitară apar diferenţe din punct de vederea al formei şi extensiei zonelor vibratorii (Tabelul 5.9);
- Răspunsul dinamic al structurilor din plăci este mult mai complex decât al plăcilor individuale, observându-se interacţiunea dintre părţile componente: vibraţiile în fază şi antifază ale plăcilor de faţă şi spate (Fig. 5.55 şi 5.56);
- Cu creşterea gradului de rigidizare, plăcile din structura corpului de chitară ajung să vibreze în antifază, la moduri şi frecvenţe mai mici (Fig. 5.56); această mişcare a plăcilor este cunoscută în literatura de specialitate şi sub denumirea de mod de respiraţie;
- Creşterea densităţii materialelor plăcilor din structura corpului de chitară (cu 20%) duce la scăderea valorilor frecvenţei fundamentale cu 10%, iar creşterea modulului de elasticitate longitudinal cu 30% duce la creşterea frecvenţelor proprii cu 15%. Această lege de variaţie are caracter general pentru toate tipurile de sisteme de rigidizare a structurilor din plăci (Fig. 5.51..... 5.54);
- În cazul structurilor din plăci, sistemul de bare transversale produce creşterea frecvenţelor proprii cu aproximativ 13%, comparativ cu structura formată numai din plăci simple fără nervuraţii; frecvenţele proprii ale cutiilor cu nervuraţii prezintă variaţii de maxim 4% pentru un număr maxim de 7 bare de rezonanţă şi 2 transversale de rigidizare. Peste acest număr de bare, se înregistrează un salt al frecvenţei cu aproximativ 23% faţă de valoarea minimă;
- Materialul barelor de rezonanţă influenţează mărimea, aspectul, dispunerea şi ordinea de formare a modurilor de vibraţie ale plăcii de spate din structura corpului de chitară (Tabelul 5.11);
- Prima frecvenţă de rezonanţă este identică atât pentru faţa cât şi pentru spatele de chitară; lateralele (eclise) încep să rezoneze la frecvenţe mai înalte decât celelalte părţi (Fig. 5.61). Amplitudinile vibraţiilor plăcii de spate sunt de 4 ori mai reduse decât ale feţei (Fig. 5.60, b);
- Mărimea amplitudinilor de vibraţie ale plăcilor integrate în corpul de chitară scade cu creşterea gradului de rigidizare a plăcilor, spre deosebire de plăcile individuale, unde tendinţa era inversă (Fig.5.62);

- Cu cât creşte gradul de complexitate al structurii din plăci (de la placa simplă, individuală la corpul cu gât), cu atât frecvenţele proprii înregistrează valori mai mici (Fig. 5.70 - 5.74);
- Primele moduri proprii, în cazul corpului de chitară cu gât, sunt produse de vibraţiile gâtului; acesta are o comportare similară unei grinzi încastrate la un capăt (Tabelul 5.13, Fig. 5.67…5.69);
- Din analiza comparativă cu literatura de specialitate, s-a constatat că rezultatele obţinute sunt similare atât din punct de vedere al modurilor proprii de vibraţie cât şi al valorilor frecvenţelor. Există o paletă largă de valori ale frecvenţelor proprii obţinute de cercetători, diferenţele fiind determinate de tipul structurii analizate, parametrii introduşi în calculul analitic sau numeric utilizat, de tipul softului de modelare, a tipului de elemente finite utilizate ş.a (Tabelul 5.14, 5.15, Fig. 5.76);
- Rezultatele obţinute în cazul plăcii simple analizate cu FEM prezintă o diferenţă de 0,4% faţă de Becache (2005) (Tabelul 5.16, 5.17);
- În cazul modelării chitarei cu 7 bare radiale, rezultatele obţinute cu FEM prezintă o abatere de 1% faţă de cele obţinute de Walker (1992) şi de 5,4% faţă de cele determinate de Torres pe chitara cu 7 bare radiale şi 2 oblice (Fig. 5.77, Tabelul 5.18);
- Modelul de bare nou propus şi analizat cu FEM a dus la rezultate apropiate de cele ale lui Becache (2004) realizate pe chitara clasică – abaterea fiind de 5%, faţă de Derveaux (2003) pe chitara clasica, abaterea de 0%, şi 10% faţă de investigaţiile experimentale ale lui Richardson (1982), şi de 6,8% faţă de Vladimirovici (2004) cu FEM (Tabelul 5.18).

7.1.4. Concluzii ale cercetării experimentale privind caracteristicile mecanice, elastice şi acustice ale structurilor din plăci din componenţa chitarei clasice

Configuraţia geometrică complexa a modelului corpului de chitară, anizotropia lemnului şi compozitelor lignocelulozice, diversitatea sistemului de rigidizare a plăcilor, au impus în cadrul investigaţiilor teoretice anumite ipoteze şi limite de cercetare, respectiv de simulare a fenomenelor reale. De aceea, cercetările experimentale au constituit o urmare firească a amplului studiu realizat de autori. Nici în acest domeniu demersul nu a fost uşor, atât din lipsa unor normative standardizate privind procedurile de măsurare a chitarelor, cât şi din considerente tehnice. Studiind metodele de investigare experimentală utilizate de alţi cercetători, analizând posibilităţile reale ale aparaturii şi dotării din laboratorul catedrei de Rezistenţa Materialelor şi Vibraţii, păstrând o permanentă colaborare cu fabrica de instrumente muzicale S.C. Hora S.A., s-a elaborat o metodă de lucru care a dus la obţinerea unor rezultate relevante, comparabile cu literatura de specialitate, privind factorii care influenţează comportarea dinamică a structurilor din plăci.

Investigaţiile experimentale au condus la următoarele concluzii:

- Standurile experimentale, alegerea metodelor şi echipamentelor de testare au fost adecvate tipurilor de structuri testate (Fig. 6.2, 6.19, 6.20, 6.21). Pentru aceasta s-a

consultat atât literatura de specialitate, standardele existente în domeniul vibraţiilor şi acusticii, cât şi specialişti din domeniu – reprezentanţii firmei B&K, cadre didactice, ingineri tehnologi. Etapa propriu-zisă a investigaţiilor experimentale a fost precedată de o etapă de tatonare şi testare în vederea stabilirii strategiei corecte de măsurare, având în vedere particularităţile structurilor din plăci realizate din materiale lignocelulozice compozite;

- Înaintea efectuării testelor, aparatele şi echipamentele de testate au fost calibrate;
- Pentru obţinerea unor rezultate corecte, obiective şi concludente, s-au utilizat aceeaşi parametrii de intrare în sistemul de măsurare (Tabelul 6.2);
- Valorile decrementului logaritmic şi a frecvenţelor proprii pentru speciile din structura plăcilor de chitară sunt similare cu cele determinate de cercetători din domeniu, precum şi cu cele obţinute cu FEM (Fig. 6.14..6.17);
- Caracteristicile acustice ale speciilor lemnoase influenţează comportarea dinamică a plăcilor, atât din punct de vedere al modurilor de vibraţie, cât şi al răspunsului în domeniul frecvenţei (Fig. 6.50, 6.51);
- La aceeaşi frecvenţă de excitaţie, structurile răspund diferit în funcţie de o serie de factori: formă, condiţii de contur, material, structură, grad de complexitate. În acest sens, cercetările s-au focalizat pe factorii de influenţă ai comportării dinamice a structurilor din plăci;
- Condiţiile de contur ale plăcilor influenţează configuraţia modurilor de vibraţie şi ordinea de apariţie a acestora (Tabelul 6.11);
- În cazul plăcilor individuale, harta liniilor nodale are aceeaşi alură la toate structurile analizate, indiferent de sistemul de bare. Diferenţele mici care apar constau în grosimea şi claritatea liniilor nodale, acestea fiind particularizate de la o structură la alta. Liniile nodale tind să se stabilizeze după poziţia barelor pe placă. Se remarcă faptul că diferenţele date de sistemul de bare se reflectă mai ales în ordinea apariţiei formelor vibratorii (Tabelul 6.15);
- La frecvenţe joase, comportarea plăcilor, corpurilor de chitară cu gât şi fără gât nu depinde de structura de nervuraţii; acestea influenţează modurile superioare de vibraţie (Tabelul 6.15, 6.16, 6.17);
- Rigidizarea structurilor prin adăugirea de noi elemente (bare, pereţi laterali şi spate, gât) produce scăderea frecvenţelor de rezonanţă şi a apariţiei modurilor de vibraţie (Tabelul 6.16);
- Modurile de vibraţie ale plăcii de spate sunt diferite de cele ale plăcii de faţă, atât ca formă cât şi ca număr de ventre de amplitudine. La frecvenţe joase, formele vibratorii ale spatelui sunt aproape identice cu cele ale plăcii de faţă; la frecvenţe medii spre înalte se constată un defazaj între cele două plăci: spatele vibrează la un mod de vibraţie inferior comparativ

cu placa de faţă şi pe direcţie perpendiculară, iar la frecvenţe foarte înalte, spatele vibrează la fel ca şi faţa (Tabelul 6.17);

- Între forma forţei de excitaţie şi forma răspunsului structurilor există o relaţie liniară: la o excitaţie armonică, plăcile răspund armonic, indiferent de structură, specie, grad de complexitate (Fig. 6.23...6.29);
- Amplitudinile vibraţiilor sunt mai mari cu creşterea gradului de complexitate al structurii (Fig. 6.28);
- Pentru structurile complexe de tipul cutiilor din plăci, apar fenomene vibratorii complexe – mişcarea în fază şi antifază a plăcilor, la diferite moduri şi frecvenţe. Corpul de chitară se comportă ca un rezonator de tip Helmholtz. Vibraţiile feţei şi a spatelui în fază şi antifază au loc la frecvenţe diferite în funcţie de sistemul de rigidizare a plăcilor din componenţa corpului de chitară (Fig. 6.32 …6.34);
- Între semnalul de intrare şi cel de ieşire se înregistrează un defazaj dat de caracteristicile materialului plăcilor şi de viteza de propagare a undelor în lemn (Fig. 6.30). Pe baza acestor studii se pot determina vitezele de propagare a undelor în lemn pe diferite direcţii;
- Intensitatea forţei dinamice trebuie să fie diferită de la o structură la alta, în funcţie de sistemul de bare şi de complexitate (Fig. 6.48 şi Tabelul 6.5);
- Structurile din plăci - corpurile de chitară prezintă o gamă largă de frecvenţe de rezonanţă (Tabelul 6.6). O parte din valorile obţinute experimental se apropie de valorile determinate prin modelare numerică, ceea ce validează modelul matematic obţinut prin FEM, caracteristicile şi condiţiile de frontieră impuse în modelare (Fig. 6.49);
- Optimizarea plăcilor de chitară implică studierea uneia dintre variabilele de proiectare. În carte sunt prezentate studiile inițiale de optimizare prin analiza comparativă a două tipuri de variabile de proiectare: schimbarea materialului barelor de rezonanţă (cele radiale) cu materiale de rigiditate mai mare şi pe de altă parte schimbarea sistemului de bare într-o formă nouă, bazată pe cerinţele de rigidizare a plăcii de faţă, rezultatele conducând fie la păstrarea sistemului tradiţional de bare, dar din materiale lemnoase sau compozite cu modul de elasticitate ridicat, fie la introducerea unui nou sistem de rigidizare obţinut din lemn masiv sau materiale lignocelulozice compozite.

7.2. Aspecte personale şi originale

Contribuţia la dezvoltarea cunoaşterii ştiințifice poate fi evaluată prin aportul pe care autorii şi l-au adus din diferite perspective ale cercetării ştiinţifice. Acestea sunt grupate în:

a. Aspecte cu caracter de sinteză:

- Sinteza investigaţiilor ştiinţifice naţionale și internaţionale în domeniul de cercetare;
- Definirea corectă ştiinţific a termenilor specifici staticii şi dinamicii plăcilor anizotrope și a termenilor specifici instrumentelor și acusticii muzicale;

- Stabilirea corespondentei între terminologia românească şi cea din limbile de largă circulaţie internaţională;
- Stabilirea relaţiilor cauzale între particularităţile molidului de rezonanţă românesc din nordul Carpaţilor Orientali (Ocoalele Silvice Moldoviţa şi Tomnatic) şi particularităţile constructive ale plăcilor din structura instrumentelor muzicale bazate pe cercetări teoretice și experimentale;
- Compararea caracteristicilor elastice şi acustice ale speciilor lemnoase româneşti (molid, brad, paltin creţ, nuc) cu cele ale speciilor străine;
- Crearea unei baze de date privind comportarea la solicitări ciclice a plăcilor subţiri lignocelulozice compozite.

b. Aspecte cu caracter teoretic si experimental:

- Modelarea analitică şi numerică a structurilor din plăci și a elementelor lor constructive specifice procesului de fabricaţie românesc;
- Modelarea şi simularea comportării dinamice a plăcilor din diferite materiale cu proprietăţi elastice diferite şi stabilirea relaţiilor cauzale dintre acestea şi răspunsul dinamic al plăcilor;
- Modelarea și simularea comportării dinamice a plăcilor şi structurilor din plăci de complexitate şi diversitate mare pe cale teoretică şi experimentală cu procedee moderne;
- Utilizarea analizei comparative a rezultatelor prin metode diferite de investigare;
- Stabilirea corelaţiilor dintre diferiţi factori ce influenţează răspunsul plăcilor anizotrope ortotrope la solicitări ciclice armonice prin cercetări experimentale şi numerice;
- Proiectarea, execuţia, testarea şi utilizarea standurilor experimentale adecvate studierii caracteristicilor acustice ale structurilor existente;
- Optimizarea structurilor studiate în vederea creşterii performanțelor acustice ale instrumentelor muzicale;
- Execuţia efectivă a unor modele experimentale optimizate;
- Testarea și validarea modelelor optimizate;
- Corelarea mărimilor caracteristice din domeniul acusticii şi dinamicii cu semnificaţia şi terminologia din teoria muzicii.

c. Aspecte cu caracter ştiinţific - curricular:

- Elaborarea rapoartelor de cercetare ştiinţifică din cadrul programului de cercetare la doctorat;
- Finalizarea tezei de doctorat;
- Propuneri de capitole de curs de acustica lemnului și materialelor compozite lignocelulozice;
- Colaborarea la coordonarea unor proiecte de diplomă ale absolvenților de la specializările de Inginerie Mecanică și Ingineria Lemnului;

- Conducerea, administrarea şi rezolvarea temei contractului de cercetare ştiinţifică CNCSIS tip TD 182/2007 al cărui director de program a fost autoarea;
- Colaborarea la rezolvarea unor probleme din contracte ştiinţifice de cercetare: CEEX 49-2006 – RoLight, PNII 17-016/ 2007- MODIS ș.a., coordonate de autor.

d. Contribuţii cu impact socio-economic

- Dezvoltarea de legături cu potenţiali beneficiari;
- Implementarea unor noi materiale lignocelulozice cu proprietăţi acustice similare lemnului de rezonanță, în vederea îmbunătăţirii producţiei şi scăderii costurilor de fabricaţie;
- Optimizarea structurilor din componența instrumentelor muzicale cu corzi fabricate la noi în țară prin transfer tehnologic.

7.3. Elemente de noutate a cărții

Noutatea lucrării constă în:

- Tematica şi obiectul investigațiilor teoretice și experimentale - la noi în țară nemaiexistând o astfel de abordare, atât din punct de vedere al obiectului de studiu – corpurile de chitară clasică, cât şi ca metodologie și echipamente;
- Studierea comparativă a structurilor din plăci de chitară cu sisteme de nervuraţii diferite, precum şi studierea structurilor cu grade diferite de complexitate (plăci, corpuri, chitare) atât prin metode numerice cât şi experimentale, cercetări care atât în țară, cât și pe plan internaţional constituie un element de noutate. Studiile internaţionale din literatura de specialitate sunt disparate din punct de vedere al configuraţiilor geometrice şi structurale ale plăcilor, cutiilor sau chitarelor studiate;
- Metodele moderne de cercetare bazate pe softuri şi echipamente de ultimă generaţie;
- Studierea factorilor de influenţă (caracteristicile elastice, fizice, acustice şi dinamice ale materialelor, geometria şi dimensiunile structurilor şi elementelor componente, numărul şi modul de dispunere a nervuraţiilor plăcilor, condiţii de frontieră ş.a.) asupra comportării dinamice a structurilor investigate;
- Investigații teoretice şi experimentale privind utilizarea materialelor compozite – fibra de carbon şi sticlă în construcţia sistemului de rigidizare al plăcilor de chitară;
- Studii preliminare privind o nouă viziune asupra formei sistemului de rigidizare bazat pe proporţia de aur.

7.4. Utilitatea rezultatelor cercetării

Rezultatele cercetărilor prezintă utilitate ştiinţifică, didactică şi mai ales tehnologică, acestea fiind relevate atât de contribuţiile aduse, cât şi de următoarele aspecte:

- Din punct de vedere *ştiinţific,* acestea aduc un aport deosebit în domeniul cunoaşterii fundamentale, prin dezvoltarea şi aprofundarea cercetărilor referitoare la comportarea dinamică a plăcilor subţiri din materiale lignocelulozice compozite, studiate atât ca structuri individuale de complexităţi diferite cât şi ca structuri integrate în subansamble;
- Din punct de vedere *didactic*, prezintă interes şi utilitate atât rezultatele în sine, cât mai ales metodele şi procedurile de investigare aplicate. Astfel, anumite subcapitole din carte pot fi valorificate ca teme de laborator pentru studierea caracteristicilor lemnului şi a altor materiale uşoare prin metoda ciocanului de impact, pentru studierea şi înţelegerea formelor vibratorii ale structurilor, a răspunsului în domeniu timp şi frecvenţă a plăcilor, studierea efectelor condiţiilor de contur asupra comportării dinamice a structurilor;
- Din punct de vedere *tehnologic*, cercetările aduc atât o fundamentare ştiinţifică a cunoştinţelor acumulate prin experienţa practică, cât și o bază de date şi modele cu ajutorul cărora se pot studia alte aspecte tehnologice în vederea îmbunătăţirii proceselor şi diminuarea erorilor de fabricaţie. Modelele propuse ca structuri optimizate deschid o nouă perspectivă de abordare tehnologică a produselor, rezultatele confirmând viabilitatea lor.

7.5. Direcţii viitoare de cercetare

Cercetările din cadrul cărții ***Dinamica structurii chitarei clasice*** au deschis drumul unui nou domeniu de investigaţie teoretică şi experimentală – cel al instrumentelor muzicale de fabricaţie românească.

Deşi în cadrul acestor cercetări s-au abordat numeroase aspecte, au rămas neexplorate sau insuficient investigate o serie de elemente care se pot constitui în probleme viitoare de investigaţii, cum ar fi: studierea prin metode numerice şi experimentale ale unui singur tip de structură din punct de vedere al sistemului de bare, de la placă până la produsul finit; studierea influenţei peliculei de lac (a finisajului în general) asupra calităţii acustice a chitarei; studierea chitarei cu corzi; studierea fenomenelor reologice şi de oboseală care apar în funcţionarea chitarei; investigaţii experimentale pe componenta acustică a chitarei; crearea unui standard de referinţă în evaluarea acustică a chitarei clasice, prin colaborare internaţională şi cercetare statistică; studierea speciilor lemnoase din componenţa gâtului de chitară din punct de vedere al stabilităţii în timp la solicitări ciclice variabile; studierea timbrului chitarelor în funcţie de speciile lemnoase din componenţa corpului de chitară – cercetare statistică; studierea fenomenelor termice care apar în timpul cântatului în urma interacţiunii corpului uman cu corpul de chitară şi influenţa asupra caracteristicilor acustice ale chitarei; studierea memoriei lemnului din componenţa instrumentelor muzicale ş.a.

BIBLIOGRAFIE

A

A1 Alămoreanu, E., Constantinescu, D. M. (2005). Proiectarea plăcilor compozite laminate. Ed. Academiei Române, Bucureşti, p. 11-30;

A2 Alm, Jeremy F., Walker, James, S. (2002). Time-Frequency Analysis of Musical Instruments. In Society for Industrial and Applied Mathematics Vol. 44, No. 3, pp. 457–476;

B

B1 Bader, R. (2005). Computational Mechanics of the Classical guitar. Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 10-3-549-25136-7

B2 Balcu, I. (1996). Vibraţiile sistemelor mecanice. Ed. Lux Libris, Braşov;

B3 Barbu, M. (1999). Materiale compozite din lemn. Ed. Lux Libris, Braşov;

B4 Bécache, E., Chaigne, A., Derveaux, G., Joly, P. (2005). Numerical Simulation of a Guitar. In Computers and Structures 83, p.107–126, www.elsevier.com/locate/compstruc;

B5 Beldeanu, E. (2001). Produse forestiere şi studiul lemnului I, Ediţia a II a, Editura Universităţii Transilvania din Braşov;

B6 Beldeanu, E., Pescăruş, P. (1996). Research on The Acoustic Quality Classeso Resonance Spruce Wood of Romania. In Proceedings of 10th International Symposium on Nondistructive Testing of Wood;

B7 Beldeanu, E., Pescăruş, P. (1992). Researches on Some Spruce Resonance Wood Traits. In Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Series B I Silviculture, Vol. XXXIV;

B8 Beldie, I. P. (1965). Determinarea frecvenţelor proprii ale plăcii viorii, în vederea acordării acestora. În Rev. Industria Lemnului, nr. 4;

B9 Benade, A. H. (1975). The Wolf Tone in Violin Family Instruments. In Catgut Acoustical Society Newsletter, 24;

B10 Besnainou, C. (2000). Introduction To the Use of Composite Materials in Musical Instruments. In Catgut Acoustic Society Journal 4(2):9-10;

B11 Bratu, P. (2000). Vibraţiile sistemelor elastice. Ed. Tehnica, Bucuresti;

B12 Brooke, M. (1992). Modeling Guitar Radiation Fields Using the Boundary Element Method. PhD Thesis, University of Wales College of Cardiff;

B13 Bucur, V. (2006). Acoustic of Wood. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN-13 978-3-540-26123-0, p.173-216;

B14 Buzdugan, Gh., Fetcu, L., Rades, M. (1979). Vibraţii mecanice. Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucuresti;

C

C1 Caldersmith, G. W. (1976). Low Range Guitar Function and Design. Catgut Acoustical Society Newsletter, 27, 19-25;

C2 Caldersmith, G. W. (1978). Guitar as a Reex Enclosure. J. Acoustical Society of America, 63 (5), 1566-1575ş

C3 Caldersmith, G. W. (1981). Physics at the Workbench of the Luthier. In Catgut Acoustical Society Newsletter 35, 15;

C4 Caldersmith, G. W. (1985). Radiation from Lower Guitar Modes. In American Lutherie (Quart. J. Guild of American Luthiers), 2 (Summer '85), 20-24;

C5 Caldersmith, G. W. (1986). Vibration Geometry and Radiation Fields in Acoustic Guitars. In Acoustics Australia, 14 (2), 47-52;

C6 Caldersmith G. W., Williams J. (1986). Meet Greg Smallman. In American lutherie (Quart. J. Guild of American Luthiers), 8 (Winter '86), 30-34;

C6 Cerbu, C., Curtu, I. (2007). Mecanica materialelor compozite. Ed. Universităţii Transilvania din Braşov, ISBN 978-973-635-951-4;

C7 Chiriacescu, S. (1982). Vibraţii în construcţia de maşini. Reprografia Universităţii Transilvania din Braşov, România;

C8 Chiriacescu, S. (2007). Sisteme mecanice liniare: o introducere. Ed. Academiei Române, Bucureşti ISBN 978-973-27-1492-8;

C9 Christensen, O. (1980) Simple Models for Low-Frequency Guitar Function. In J. Acoustical Society of America, 68 (3), 758-766;

C11 Christensen, O.(1983). The Response of Played Guitars at Middle Frequencies. In Acustica, 53, 45-48;

C12 Christensen, O. (1984). An Oscillator Model for Analysis of Guitar Sound Pressure Response. Acustica, 54, pp. 289 -295;

C13 Ciofoaia, V., Curtu. I. (2000). Teoria elasticitatii corpurilor izotrope şi anizotrope. Reprografia Universităţii Transilvania din Braşov, Romania;

C14 Ciofoaia, V., Rusu, I., Curtu, I., Stanciu, M. D. (2007). Aspecte privind analiza încovoierii neliniare a plăcilor circulare prin metode teoretice si experimentale. In Proceeding-ul Celei de-a XXXI a Conferinţe Naţionale " Mecanica Solidelor" CNMS 2007, 27 - 29 septembrie 2007, Chişinău, Moldova, ISBN 978-9975-45-048-5, p. 74-77;

C15 Cotta, N. (1983). Proiectarea şi tehnologia fabricării produselor industriale din lemn. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, România;

C16 Crawford, F.,S. (1983). Cursul de fizica. Unde – Berkley, vol III, Editura Tehnică şi Pedagogică Bucureşti ;

C17 Curtu I., (1999). Rezistenţa materialelor. Reprografia Universitatii Transilvnia din Brasov, Romania;

C18 Curtu, I., Ghelmeziu, N. (1984): Mecanica lemnului şi a materialelor pe bază de lemn. Ed. Tehnică, Bucureşti, România;

C19 Curtu, I., ş.a. (1981). Calculul de rezistenţă în industria lemnului, Ed. Tehnica Bucuresti;

C20 Curtu, I., Stanciu, M. D., Baba M. (2007). Aspects Regarding to the Influence of the Anisotropy on the Statically Modeling of the Guitar. In Proceedings of the 2nd International Conference „Computational mechanics and virtual engineering COMEC 2007", 11-13 oct. 2007, Braşov, Romania, ISBN 978-973-598-117-4, p. 87 pe CD;

C21 Curtu, I., Stanciu, M. D., Ciofoaia, V. (2007). Some Aspects Concerning the Ligno – Cellulose Composite Materials. In Bulletin of Transilvania University of Brasov (CNCSIS B), supliment BRAMAT 2007, International Conference of Materials Science and Engineering, feb. 22 – 24, 2007, Braşov, Romania, ISSN 1223 9631, p. 58 (Book of Abstracts) şi p. 264 - 270 pe CD;

C22 Curtu, I., Stanciu, M. D., Baba, M. (2008). The Numerical Modeling of the Acoustic Plates on the Guitar Structures. In Annals of the University of Petrosani – Mechanical Engineering, vol. 10(XXXVII),(CNCSIS B), Ed. Universitas Petroşani Romania, 2008, ISSN 1454-9166, p. 41-46;

C23 Curtu, I., Stanciu, M. D., Itu, C., Grimberg, R. (2008). Numerical Modelling of the Acoustic Plates as Constituents of Stringed Instruments. In Proceedings of the 6th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, 24-26th April 2008, Tallinn, Estonia, ISBN 978-9985-59-783-5 (ISTP/ISI Proceeding of Thomson p. 53-58, 2008;

C24 Curtu, I., Stanciu, M. D., Savin, A. (2008). The Propagation of Forced Vibrations in Coupled Plates of Guitars. in Proceedings of the 19th International DAAAM SYMPOSIUM "Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Next Generation of Intelligent Systems and Solutions" - (ISI Thomson Proceeding), 22-25 Octombrie 2008, Trnava, Slovacia, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-68-1, pp. 345-346;

C25 Curtu, I., Stanciu M. D., Grimberg, R. (2008). Correlations between the Plates' Vibrations from the Guitar's Structure and the Physical, Mechanical and Elastically Characteristics of the Composite Materials. Proceedings of the 9th WSEAS International Conference on Acoustics & Music: Theory & Applications (AMTA '08) (ISI Thomson Proceeding), Advanced Technology For Acoustics & Music, Bucharest, Romania, June 24-26, 2008, ISBN: 978-960-6766-74-9, ISSN 1790-5095;

C26 Curtu, I., Stanciu, M. D., Baba, M. (2008). The Numerical Modeling of the Acoustic Plates on the Guitar Structures (Cislovne Modelirovanie akustuceskih plastin konstructie gitari) In Zbornik naukvihnapati HTY, HPI, Conf. Bîsoki tehnologii masino, Institutul Politehnic din Harkov, Ukraina, Nr. 1/2008, p. 294-298 ;

C27 Curtu, I., Stanciu, M. D., Itu, C., Savin, A. (2008). Aspects Regarding to the Frequency Response of the Acoustic Plates with Finite Element Method. In Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, publicat de Univeritatea Tehnică "Gh. Asachi", Iaşi, Tomul LIV (LVIII), Fasc. 1, Sectia Construcţii de Maşini, 2008,

(CNCSIS B) ISSN 1011-2855, p. 277-282. The The papers published in this volume were presented at the 3rd International Conference Advanced Concepts in Mechanical Engineering ACME 2008 Iaşi, Romania June 5 - 6, 2008;

C28 Curtu I, Stanciu, M. D., Cretu, N., Rosca, I. (2009). Modal Analysis of Different Types of Classical Guitar Bodies. In Proceedings of the 10th WSEAS International Conference on Acoustics & Music: Theory & Applications – AMTA09 (ISTP/ISI Proceeding of Thomson) 23-25 March 2009, Prague, Czech Republic, ISBN 978-960-474-061-1, ISSN1790-5095, pp. 30-34;

C29 Curtu I, Stanciu, M. D., Roşca, C, Creţu, N. (2009). Experimental Research Regarding the Dynamical Behavior of Classical Guitar. In Proceedings of the 10th WSEAS International Conference on Acoustics & Music: Theory & Applications – AMTA09 (ISTP/ISI Proceeding of Thomson) 23-25 March 2009, Prague, Czech Republic, ISBN 978-960-474-061-1, ISSN 1790-5095, pp. 53-58;

C30 Curtu I., Stanciu, M. D. (2009). Metode analitice şi numerice în determinarea frecvenţelor proprii ale plăcilor lignocelulozice, In Buletinul AGIR Creativitate, Inventica, Robotica 2009, Ed. AGIR, Anul XIV, nr. 1, ian-martie 2009, ISSN 1224-7928, p.10-14;

C31 Curtu, I., Stanciu M. D., Roşca, I.C., Creţu, N. (2009). About Structural Modification of Guitar's Plates. In Proc. of The 7th Edition of International Conference „Wood Science and Engineering in the Third Millennium", ICWSE 2009, 4-6 June 2009, ISSN 1843-2689, Braşov, pp. 645-653, IUFRO şi UEA;

C32 Curtu, I., Stanciu M. D., Itu, C., Savin, A., Roşu, D.(2009). Research Regarding Structural Optimization of Classical Guitar Body. In Proc. of The 7th Edition of International Conference „Wood Science and Engineering in the Third Millennium", ICWSE 2009, 4-6 June 2009, Braşov, ISSN 1843-2689, pp. 654-662, IUFRO şi UEA;

D

D1 Darabonţ, Al., Iorga, I., Ciodaru, M. (1983). Măsurarea zgomotului şi vibraţiilor în tehnică, Ed. Tehnică Bucureşti;

D2 Derveaux, G., Chaigne,A., Bechache, E, Becache, P. (2003). Time–Domain Simulation of A Guitar: Model and Method. In Acoustical Society of America, 114(6) pp. 3368-3383, 0001-4966/2003/114(6)/3368;

D3 Dinwoodie, J. M. (1989). Wood Nature's Cellular, Polymeric Fibre-Composite. The Institute of Metals North American Publication Center USA, ISBN 0-901462-35-7;

D4 Drăgan, B. (2003). Controlul vibaţiilor şi al zgomotului, Ed. Gh. Asachi Iaşi, ISBN 973-621-057-X;

E

E1 Ezcurra, A., Elejabarrieta, M. J., Santamaría, C. (2006). Internal Fluid Influence on the Dynamic Behaviour of the Resonance Box of The Guitar. http://www.sea-acustica.es/Sevilla02/mus06015.pdf (data descărcării 2006);

E2 Elejabarrieta, M. J., Ezcurra, A., Santamaría, C. (2007). Resonance Box of Guitar: Structure-Fluid Interaction. 19th International Congress on Acoustics Madrid, 2-7 septembrie 2007;

F

F1 Filipovici, J. (1965). Studiul Lemnului (I, II), Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti;

F2 Firth, I. M. (1977). Physics of the Guitar at the Helmholtz and First Top Plate Resonances. In J. Acoustical Society of America, 61 (2), p. 588-593;

F3 Firth, I. M. (1978). The Action of the Cello at the Wolf Tone. In Acustica, 39, p. 252-263;

F4 Fletcher, N. H., and Rossing, T. D. (1991). The Physics of Musical Instruments. Springer-Verlag publications, New York;

F5 French M., Lewis K. (1995). Modal Analysis of an Acoustic Guitar [Originally published in: Proceedings of the 13th International Modal Analysis Conference, Nashville, Feb. 1995;

F6 French, M., Hosler, H. (1997). Mechanical Modelling of Wood Microstructure, an Engineering Approach. In Testing of acoustic stringed musical instruments – Astley, R. J., Harrington, J.J., Stol, K. A., In IPENY Transactions, vol. 24, no. 1/EMCh;

F7 French, M., Hosler, H. (2001). Testing of Acoustic Stringed Musical Instruments: Part 3. The Mechanics Of Guitar May/June 2001 Experimental Techniques;

G

G1 Geambașu, N. (1995). Cercetări privind gospodărirea arboretelor de molid cu lemn de rezonanță și claviatură. Ed. Tehnică Silvică, București;

G2 Ghelmeziu, N. (1961). Îmbunătăţirea calităţii instrumentelor muzicale. În Rev. Industria Lemnului, nr. 9;

G3 Ghelmeziu, N., Beldie, I.P. (1970). Despre caracteristicile lemnului de rezonanţă de molid. In Buletinul Institutului Politehnic din Braşov, Vol. XII, Seria B – Economie Forestieră, p. 315-326;

G4 Goia, I., Vlase, S., Ţierean, M., ş.a. (2007). Rezistenţa materialelor - capitole speciale probleme, Ed. Lux Libris, Braşov, ISBN 978-973-9458-92-4;

G5 Gordis, J. H. (2008). Estimating the Stiffness of Ukulele and Guitar Necks. Naval Postgraduated School, Dept. Of Mechanical Engineering Code ME/Go Monterey, Ca; http://www.ukuleles.com/Technology/neck.html;

G6 Gordon, W. (1991). Towards a Physical Model of the Guitar. PhD Thesis, University of Wales, Cardiff, Wales;

G7 Gough, C. E. (1980). The Resonant Response of a Violin G-String and the Excitation of the Wolf-Note. In Acustica, 44, 113-123;

G8 Gough, C. E. (1981). The Theory of String Resonances on Musical Instruments. In Acustica, 49, 124-141;

G9 Gough, C. E. (1983). Acoustical Studies of Stringed Instruments Using String Resonances. In Proc. Stockholm Music Acoustics Conference, Pub. Royal Swedish Academy of Music, 46 (2), 19-45;

G10 Gough, C. E. (1984). The Non-Linear Free Vibration of a Damped Elastic String. In J. Acoustical Society of America, 75 suppl., 1770-1776;

G11 Grey, J. M. (1977). Multidimensional Perceptual Scaling of Musical Timbres. In J. Acoustical Society of America, 61 (5), 1270-1277;

G12 Grimberg R., Savin A., Bârsănescu P., Stanciu M. D., Iftimie N. I. (2008). Use of Fiber Bragg Gratings for Monitoring Complex Structures from Carbon Epoxy Composite. In Proceedings of 2nd International Conference Advanced Composite Materials Engineering and Advanced in Human Body Protection to Vibrations COMAT 2008, vol. 1A, 09-11 Octombrie 2008, Braşov, Romania, ISSN 1844-9336, pp.51-54;

G13 Grimberg, R., Curtu, I., Savin, A., Stanciu, M. D., Andreescu A., Leiţoiu S., Brumă, A., Bârsănescu, P. (2009). Elastic Waves Propagation in Multilayered Anisotropic Composite – Application to Multilayered Lignocellulose Composite. In Proc. of The 7th Edition of International Conference „Wood Science and Engineering in the Third Millennium”, ICWSE 2009, 4-6 June 2009, Braşov, ISSN 1843-2689, pp. 688-695, IUFRO si UEA;

H

H1 Haines, D. (2000). The Essential Mechanical Properties of Wood Prepared for Musical Instruments In. Catgut Acoustic Society Journal , Vol 4(2):20-32;

H2 J. Huber, J. (1991). The Development of the Modern Guitar.The Bold Strummer Ltd;

H3 Hutchins, C. M. (1962). The Physics of Violins. In Scientific American, November 1962, 78-92;

H4 Hutchins, C. M. (1981). The Acoustics of Violin Plates. In Scientific American, October 1981;

I

I1 Inta Ra. (2007). The Acoustics of the Steel String Guitar. PhD Thesis, The University of New South Wales, Australia, September;

J

J1 Jansson, E. V. (1971). A Study of Acoustical and Hologram Interferometric Measurements of the Top Plate Vibrations of a Guitar. In Acustica, 25, 95-100;

J2 Jansson, E. V. (1973). Coupling of String Motions to Top Plate Motions in a Guitar. Preliminary report, Quart. Progr. and Status Rep. 1973/4, 19-38;

J3 Jansson, E. V. (1977). Acoustical Properties of Complex Cavities. Prediction and Measurement of Resonance Properties of Violin-Shaped and Guitar-Shaped Cavities. In Acustica, 37 (4), 211-221;

J4 Jansson, E. V. (2002). Acoustics for Violin and Guitar Makers - The Function, Tone and Tonal Quality of The Guitar - Fourth edition 2002 http://www.speech.kth.se/music/acviguit4/part6.pdf;

K

K1 Kaißer, Gregor, Richter, Jan (2007). Influences of Geometry and Material Constants on the Eigenfrequencies of a 3D FEM Body of Classical Guitar. În cadrul seminarului Modellierung musikalisch-akustischer Sachverhalte, Universitatea din Hamburg, 2007;

K2 Kempton, Adam (2002). Modal Analysis of Guitar Bodies. http://online.physics.uiuc.edu/courses/ ;

L

L1 Lai, J., Burgess, M. (1990). Radiation Eficiency of Acoustic Guitars. In J. Acoustical Society of America, 88, 1222-1227;

L2 Levitt, H. (1971). Transformed Up-Down Methods in Psychoacoustics. In J. Acoustical Society of America, 49 (2), 467-477;

M

M1 Marshall, K. (1985). Modal Analysis of a Violin. In J. Acoustical Society of America, 77 (2), 695-709;

M2 Marty, S. M. (1987). Assessments of Innovations in the Construction of the Classical Guitar. In J. Catgut Acoustical Society, 47, 26-33;

M3 McIntyre, M. E. and Woodhouse J. (1978). The Acoustics of Stringed Musical Instruments. Interdisciplinary Science Reviews, 3 (2), 157-173.

M4 Meyer, J. (1982). Fundamental Resonance Tuning of Guitar. Journal of Guitar Acoustics, 5, 19-44 (Translated from the original: Das Musikinstrument 23, 179-186, (1974);

M5 Meyer, J. (1983a). Quality Aspects of the Guitar Tone. Pub. Royal Swedish Academy of Music, 38, 51-75;

M6 Meyer, J. (1983b). The Function of the Guitar Body and its Dependence upon Constructional Details. Pub. Royal Swedish Academy of Music, 38, 77-100;

M7 Moral, J., Jansson, E. V. (1982). Eigenmodes, Input Admittance and the Function of the Violin. In Acustica, 50, 329-337;

M8 Munteanu, M. (1998). Metode numerice în dinamica structurilor mecanice - suport de curs şi laborator, Reprografia Universităţii Transilvania din Braşov;

P

P1 Pierce, A. D. (1981). Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications. McGraw-Hill, New York;

R

R1 Richardson, B. E. (1982). A Physical Investigation into Some Factors Affecting the Musical Performance of the Guitar. PhD Thesis, University College, Cardiff;

R2 Richardson, B. E., Roberts G. (1983). The Adjustment of Mode Frequencies in Guitars: A Study by Means of Holographic Interferometry and Finite Element Analysis. In Proc. Stockholm Music Acoustics Conference, Pub. Royal Swedish Academy of Music, 46 (2), 285-302;

R3 Richardson, B. E. (1984). Investigations of Mode Coupling in the Guitar. In Proc. Inst. Acoust. 6, 81-88;

R4 Richardson, B. E., Walker G. P. (1986). Mode Coupling in the Guitar. In Proc. 12th International Congress on Acoustics, K3-2;

R5 Richardson, B. E. (1990). Good Vibrations, Physics Education. Pub. IOP, 25 (1), 35-40;

R6 Richardson, B. E. (1994). The Guitar: Its Past, Present and Future. Acoustics bulletin, IOA.

R7 Richardson, B. E. (1995). The Art and Science of Guitar Construction. In Proc. International Symposium on Musical Acoustics;

R8 Richardson, B. E., Walker, G. P., Brooke M. (1990). Synthesis of Guitar Tones from Fundamental Parameters Relating To Construction. In Proc. Inst. Acoustics 12, 757- 764;

R9 Richardson, B. E., Brooke M. (1993). Modes of Vibration and Radiation Fields of Guitars. Proc. Inst. Acoustics, 15 (3);

R10 Roberts, G. W. (1986). Vibrations of Shells and Their Relevance to Musical Instruments. PhD Thesis, University College, Cardiff;

R11 Rossing, T. D. (1988). Sound Radiation from Guitars. American Lutherie (Quart. J. Guild of American Luthiers), 16 (Winter '88), 40-49;

R12 Rossing, Thomas D. (1990). The Science of Sound. Addison – Wesley;

R13 Rossing, T., Fletcher, N. (2004). Principle of Vibrationa Sound – Second Edition. Springer Science, New York;

R14 Roşca, C. (2002). Vibraţii mecanice. Ed. Infomarket Braşov, ISBN 973-8204-24-0;

R15 Russell, D. (1998). Modal Analysis of an Acoustic Folk Guitar. PhD., Applied Physics, Kettering University, http://paws.kettering.edu/~drussell/guitars/hummingbird.html;

S

S1 Sali, S., Kopac, J. (2002). Positioning of Braces on a Guitar Soundboard. V: WICKS, Alfred L. (ed.), SINGHAL, Raj (ed.). Proceedings of IMAC-XX: a Conference on Structural Dynamics, Los Angeles, California, February 4-7, 2002, (Proceedings of the International Modal Analysis Conference & Exhibit, 20). Bethel, Connecticut: SEM, 2002, vol. 1, pp. 709-715;

S2 Sali, S., Kopac, Janez. (2000). Modelling of Frequency Response Function of a Guitar. V: Katalinic, Branko (ed.). Annals of DAAAM for 2000 & Proceedings of the 11th International DAAAM symposium "Intelligent Manufacturing & Automation: Man - Machine - Nature", University of Rijeka, 19-21st October 2000, Opatija, Croatia. Vienna: DAAAM International, 2000, pp. 415-416.
S3 Sali, S., Kopac, J. (2000). Measuring a Frequency Response of a Guitar. V: Wicks, Alfred L. (ed.), Demichele, Dominick J. (ed.). Proceedings of IMAC-XVIII: A Conference on Structural Dynamics, San Antonio, Texas, February 7-10, 2000, (Proceedings of the International Modal Analysis Conference & Exhibit, 18). Bethel, Connecticut: SEM, 2000, vol. II, pp. 1375-1379;
S4 Sali S., Kopac, J. (2001). Optimisation of Guitar Quality. 7th International Scientific Conference on Production Engineering, Lumbarda, KorCula, Croatia, June 14-15, 2001. CIM 2001: computer integrated manufacturing and high speed machining. Zagreb: Croatian Association of Production Engineering, 2001, pp. VI-129 - VI-137;
S5 Sali, Samo, Kopac, Janez. (2002). Positioning of Braces on a Guitar Soundboard. In Proceedings of IMAC-XX: a Conference on Structural Dynamics, Los Angeles, California, February 4-7, 2002, (Proceedings of the International Modal Analysis Conference & Exhibit, 20). Bethel, Connecticut: SEM, 2002, vol. 1, pp. 709-715. [COBISS.SI-ID 4968731];
S6 Shaheen, P. M. (2004). Sensitivity Analysis of the Natural Frequency and Modal Effective Weight of Mode (0,0) Of The Top And Back Plate Of An Acoustic Steel-String Guitar Using Fem. PhD Thesis, 2004;
S7 Schelleng, J. C. (1963). The Violin as a Circuit. J. Acoustical Society of America, 35, 326-338;
S8 Shigeru Yoshikawa. (2007). Acoustical Classification of Wood for String Instruments. The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 122, nr.1, pp: 574-580, July 2007;
S9 Schleske, M. (1990). Speed of Sound and Damping of Spruce in Relation To the Direction of Grains and Rays. In J. Catgut Acoustical Society, 1 (6) Series II, 16-20;
S10 Shlychkov. V. (2001). Investigation of the Dynamic Characteristics of the Sound Rating Elements of String Musical Instruments: Computation And Experiment. XI Session of the Russian Acoustical Society, Moscow;
S11 Schwab, H. L., K. C. Chen. (1976). Finite Element Analysis of a Guitar Soundboard. In Catgut Acoustical Society Newsletter 25, 13-15;
S12 Sloane, I.. (1976). Classic Guitar Construction. Omnibus Press, London;
S13 Stanciu, M. D., Curtu, I. (2007). Muzica Lemnului. In: PROLIGNO (CNCSIS B+), vol. 3, Nr. 2-2007, pp. 61-68, ISSN 1841-4737;
S14 Stanciu, M. D., Curtu, I. (2007). Aspects Concerning the Mechanical Structures on the Classical and Acoustic Guitars. In Proceedings of ICWSE (International Conference – Wood Science and Engineering in the Third Millenium), 20 – 22 June, 2007, 6th Edition, Transilvania University of Braşov, pp. 438 – 445, Editura Universităţii Transilvania din Braşov, ISSN 1843 – 2689;
S15 Stanciu, M. D., Curtu, I. (2007). Corelaţii între caracteristicile elastice şi acustice ale lemnului de rezonanţă - In Proceeding-ul celei de-a XXXI Conferinţe Naţionale “Mecanica Solidelor" CNMS 2007, 27 - 29 septembrie 2007, Chişinău, Moldova, ISBN 978-9975-45-048-5, pp. 328-331;
S16 Stanciu, M. D., Curtu, I. (2007). Reserches Concerning the Acoustic Properties of Tone Wood Used on Musical Instruments Structures. In Proceedings of 11th International Research/Expert Conference „Trends in the Development of Machinery and Associated Technology” TMT 2007 – Hammamet, Tunisia, 05 – 09 septembrie 2007. Conferinţă organizată de: University of Zenica (Bosnia Herţegovina); Universitat Politecnica de Catalunya (Spania) şi Bahcesehir Universitesi Istambul (Turcia), pp. 807 – 810., ISBN 978-9958-617-34-8;
S17 Stanciu, M. D., Curtu, I. (2007). Some Aspects Regarding to the Materials Used on Musical Instruments. In Bulletin of Transilvania University of Braşov (CNCSIS B), supliment BRAMAT 2007, International Conference of Materials Science and Engineering, feb. 22 – 24, 2007, Braşov, Romania, ISSN 1223 9631, p. 92 (Book of Abstracts) şi pp. 433 - 438 pe CD;
S18 Stanciu, M. D. Curtu, I., Itu, C., Grimberg, R. (2008). Analiza dinamica prin metoda elementelor finite a plăcilor acustice din componenţa chitarei. În PROLIGNO (CNCSIS B+), vol. 4, Nr. 1-2008 (martie), p. 41-54, ISSN 1841-4737, indexata BDI – EBSCO;
S19 Stanciu, M. D., Curtu I. (2008). Dynamical Analysis of Ligno-Cellulose Plates with Numerical and Analytical Methods. In Proceedings of 7th Scientific/Research Symposium with International Participation: Metallic and nonmetallic materials MNM2008, Zenica 22-23 May 2008 (Bosnia Herţegovina), pp. 551-556 pe CD, ISBN: 978-9958-785-10-8, In Book of Abstract pp. 134;
S20 Stanciu, M. D., Curtu, I., Itu C., Savin, A. (2008). Researches Concerning to the Free and Forced Vibrations of the Acoustic Ligno-Cellulose Plates. In Proceedings of the 12th International Research/Expert Conference ”Trends in the Development of Machinery and Associated Technology TMT 2008” , 25-30 august 2008, ISBN 978-9958-617-41-6, pp. 957 -960;

S21 Stanciu, M. D., Curtu, I., Itu C. (2008). Influence of Strengthening Bars of Guitar's Plates on the Normal Modes of Vibrations Using FEM. In Proceedings of the 19th International DAAAM SYMPOSIUM "Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Next Generation of Intelligent Systems and Solutions" (ISI Proceeding), 22-25 Octombrie 2008, Trnava, Slovacia, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-68-1, pp. 1295-1296;

S22 Stanciu, M. D., Creţu, N., Roşca, I., Curtu, I. (2008). Experimental Research Regarding the Underdamped Free Vibration of Lignocellulose Plates from Guitar's Body. In (CNCSIS B+), PROLIGNO vol. 4, Nr. 4-2008 (decembrie), pp. 65-77, ISSN 1841-4737, indexată BDI – EBSCO;

S23 Stanciu, M. D., Curtu, I., Roşca, C., Creţu, N. (2008). Diagnosis of Dynamical Behaviour of Ligno-Cellulose Composite Plates in the Construction of the Classical Guitar. In Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Vol. 1 (50) - 2008, Series I, ISSN- 2065-2119 (CNCSIS B+), pp. 55-60;

S24 Stanciu, M. D., Curtu, I., Itu, C. (2009). Influenţa geometriei şi a proprietăţilor fizico-mecanice şi elastice ale materialelor lignocelulozice asupra frecvenţelor proprii ale plăcilor de chitară utilizând FEM. In Buletinul AGIR Creativitate, Inventica, Robotica 2009, Ed. AGIR, Anul XIV, nr. 1, ianuarie-martie 2009, ISSN 1224-7928, pp. 15-18;

S25 Stanciu M. D., Curtu, I. (2009). Fenomene statice şi dinamice în analiza structurală a cutiilor de chitară, În Buletinul AGIR Creativitate, Inventica, Robotica 2009, Ed. AGIR, Anul XIV, nr. 1, ianuarie-martie 2009, ISSN 1224-7928, pp. 19-25;

S26 Stanciu, M. D., Curtu, I. (2009). The Influences of Guitar Plates on The Vibrations of Guitar. In Proc. of 8th Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics, 20-23 May 2009, Gyor Ungaria, ISBN 978-963-9058-26-2, pp. 24-25, pe CD ISBN 978-963-9058-27-2;

S27 Stanciu, M. D., Curtu, I. (2009). Experimental Research Regarding the Acoustic Features of Wood Species Used on Classical Guitar Construction. In Proc. of 8th Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics, 20-23 May 2009, Gyor Ungaria, ISBN 978-963-9058-26-2, pp. 64-65, pe CD ISBN 978-963-9058-27-2;

S28 Stanciu M. D., Curtu, I., Roşca, I. C., Savin, A., Steigmann, R. (2009). The Influences of Boundary Conditions on the Dynamic Behaviour of Lignocellulose Composite Plates. In Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul LV (LIX) Fasc. 4, Secţia Ştiinţe şi Ingineria Materialelor, publicat de Univ. Tehnică „Gh Asachi" din Iaşi, ISSN 1453-1690, pp. 365-370;

S29 Stanciu M. D., Curtu, I., Creţu, N., Grimberg, R. (2009). Researches Concerning the Dynamic Behaviour of Lignocellulose Plates with Different Stiffening Braces. In Buletinul Institutului Politehnic din Iaşi, Tomul LV (LIX) Fasc. 4, Secţia Ştiinţe şi Ingineria Materialelor, publicat de Univ. Tehnică „Gh Asachi" din Iaşi, ISSN 1453-1690, pp. 371-378;

S30 Sumi T., Ono T. (2008). Classical Guitar Top Board Design by Finite Element Method Modal Analysis Based on Acoustic Measurements of Guitars of Different Quality. In Acoust. Sci. & Tech. 29, 6 (2008) http://www.jstage.jst.go.jp/article/ast/29/6/381/_pdf;

S31 Szava, I., Curtu, I., Ciofoaia, V. (2007). Vibraţii mecanice. Ed. Universităţii Transilvania din Braşov, ISBN 978-973-598-119-8;

T

T1 Torres Torres, J., A., Boullosa, R. Ruiz. (2006). Obtención de modulos de elasticidad para simular tapa real de guitarra mediannte MEF. Originalmente publicado en el XXI Congreso de la Sociedad Mexicana de Instrumentación, Ensenada B. C. Mexico;

T2 Torres Torres, J., A. (2006). Análisis modal de la tapa armónica de una guitarra clásica mediante la aplicación de ansys. Originalmente publicado en el XXI Congreso de la Sociedad Mexicana de Instrumentación, Ensenada B. C. Mexico;

T3 Tsai, S. W., Wu, E. M. (1971). A General Theory of Strength for Anisotropic Materials. In Journal of Composite Materials, 5, pp. 58-80;

U

U 1 Urma, Dem. (1983). Acustică și muzică. Editura Enciclopedică, București;

V

V1 Vaida, P.V. (1958). Instrumente muzicale cu coarde şi arcuş. Ed. Tehnică Bucureşti;

V2 Vernet, D. (2001). Influence of the Guitar Bracing Using Finite Element Method, Technical Report The University of New South Wales and Ecole Normale Superiore, August;

V3 Vladimirovici, S. (2004). Calculation Method for the Component Elements of Guitar. PhD Thesis. Technical State Institute of Marii, 2004;

W

W1 Wright, H. (1996). The Acoustics and Psychoacoustics of the Guitar. PhD Thesis. University of Wales, College of Cardiff;

W2 Walker, G. P. (1991). Towards a Physical Model of the Guitar. PhD Thesis, University of Wales College of Cardiff;

W3 Weinreich, G. (1983). Violin Radiativity: Concepts and Measurements. Proceedings of Stockholm Music Acoustics Conference, Pub. Royal Swedish Academy of Music, 46 (2), 99-109;

W4 Weinreich, G. (1993). Radiativity revisited: Theory and Experiment Ten Years Later. In Proceedings of Stockholm Music Acoustics Conference, Pub. Royal Swedish Academy of Music, 79, 432-437;

Altele

*** Technical Documentation of S.C. Hora S.A. Reghin Romania;

*** Curs master Diagnoza vibraţiilor mecanice –c onf. dr. ing. Ivan Gabriela;

*** Curs master MEF – prof. dr. ing. Munteanu Mircea;

*** Curs master Stabilitatea structurilor mecanice – prof. dr. ing. Chiriacescu Sergiu;

*** Curs master Vibrații mecanice –șef. lucr. dr. ing. Munteanu Rodica;

*** Curs master Reologie şi fluaj – prof. dr. ing. Ioan Curtu, prof. dr. ing. Szava Ioan;

*** http://www.gliga.ro;

*** Documentaţie Tehnică – S.C. Hora S.A. Reghin Romania.

*** http://www.hora.ro/pages/cellos_ro.htm;

*** Microsoft Multimedia Catalogue – Musical Instruments;

http://www.madehow.com/Volume-1/Guitar.html;

http://www.gropius.de/intro_en.html;

http://www.redgateguitars.com/;

www.classsicalguitars.ca;

http://maliposamusic.com/OptiGuitarBridg.htm;

http://www.newmillguitar.com/newlucas.html;

http://www.athensmusician.net/archive/2001-05-01_geneimbody1.shtml;

http://en.wikipedia.org/wiki/Truss_rod;

http://www.frets.com;

http://www.phys.unsw.edu.au/music/guitar/guitarchladni.html;

http://www.woodanatomy.ch/species.php?code=PCAB;

http://www.tonewood.ch/fromtreetosoundboard.html;

http://sinierderidder.free.fr/gb/maingb.html;

STAS 9868/2-74 Instrumente muzicale cu coarde și arcuș. Metode de acordare a plăcilor de vioară;

STAS 10825-76 Semifabricate pentru instrumente muzicale cu coarde ciupite;

STAS 11363-85 Instrumente muzicale cu coarde ciupite. Condiţii tehnice generale de calitate;

Alte lucrări de aceeași autori

1. Curtu I., Stanciu M. D., Coşereanu, C., Vasile O. (2012). Assessment of Acoustic Properties of Biodegradable Composite Materials with Textile Inserts. În Rev. Materiale Plastice, Vol. 49, nr. 1, Ianuarie 2012, ISSN 0025-5289, Bucuresti, Romania, pp. 68 – 72;
2. Stanciu, M.D., Curtu, I., Coşereanu, C., Lica, D., Nastac, S. (2012). Research Regarding Acoustical Properties of Recycled Composites. În Proceedings of the 8th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, 19 – 21 April, 2012, Tallinn, Estonia, ISBN 978-9949-23-265-9, pp. 741 – 746;
3. Terciu O.M., Curtu, I., Teodorescu Drăghicescu, H. (2012). Effect of Wood Particle Sizes on Tensile Strength in Case of Polymeric Composites. În Proceedings of the 8th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, 19 – 21 April, 2012, Tallinn, Estonia, ISBN 978-9949-23-265-9, pp. 747 – 752;
4. Nastac, S., Anghelache, D., Stanciu, M. D., Curtu, I. (2012). On Acoustic Panels with High Performances for Pollutant Individual Working Place Insulation. În Proceedings of the 8th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, 19 – 21 April, 2012, Tallinn, Estonia, ISBN 978-9949-23-265-9, pp. 69 – 73;
5. Itu, C., Curtu, I., Năstac S., Stanciu, M. D. (2011). Particular Issues on Dynamics of Flexible Structures. În E-Proceedings of the International Conference Challenges of the Knowledge Society, CKS – CERDOCT Doctoral Schools, Bucureşti, 14-15 Aprilie 2011, ISSN 2247 – 0875, ISSN – L 2247 – 0875, pp. 663 – 668. http://cerdoct.univnt.ro/;
6. Stanciu, M. D., Curtu, I., Itu, C., Nastac, S., Savin, A. (2011). The Dynamic Behavior of Sound Barrier in Case of Accidental Impact with Stones from Road Traffic. În E-Proceedings of the International Conference Challenges of the Knowledge Society, CKS – CERDOCT Doctoral Schools, Bucuresti, 14-15 Aprilie 2011, ISSN 2247 – 0875, ISSN – L 2247 – 0875, pp. 669– 673. http://cerdoct.univnt.ro/;
7. Dateş, N. R., Curtu, I., (2011). Îmbinări în lemn cu tije metalice (buloane) – comportament reologic. În Buletinul AGIR, ISSN 1224-7928, An XVI, nr. 1/2011, BDI: Index Copernicus International, http://www.buletinulagir.agir.ro/numar_revista.php?id=57;
8. Dateş, N. R., Curtu, I., (2011). Rheological Behavior, in Natural Environment Conditions of Wood Joints of a Roof Structure. În Buletinul AGIR, ISSN 1224-7928, An XVI, nr. 1/2011, BDI: Index Copernicus International, http://www.buletinulagir.agir.ro/numar_revista.php?id=57;
9. Stan, G., Curtu, I. (2011). Metode și procedee de măsurare a proprietăților panourilor stradale fonoabsorbante. În Buletinul AGIR, ISSN 1224-7928, An XVI, nr. 1/2011, BDI: Index Copernicus International, http://www.buletinulagir.agir.ro/numar_revista.php?id=57;
10. Terciu, O. M., Curtu, I. (2011). Tendinţe în utilizarea materialelor moderne la componentele auto interioare. În Buletinul AGIR, ISSN 1224-7928, An XVI, nr. 1/2011, BDI: Index Copernicus International, http://www.buletinulagir.agir.ro/numar_revista.php?id=57;
11. Curtu, I., Stanciu, A. (2011). Determinarea caracteristicilor mecanice a epruvetelor realizate din materialcompozit de tip MAT&ROVING. În Buletinul AGIR, ISSN 1224-7928, An XVI, nr. 1/2011, BDI: Index Copernicus International, http://www.buletinulagir.agir.ro/;
12. Curtu I., Stanciu, M. D., Ciofoaia, V. (2011). The Modal Analysis of Plates Made of Woven Composite Materials. În Buletinul AGIR, ISSN 1224-7928, An XVI, nr. 1/2011, BDI: INDEX COPERNICUS INTERNATIONAL, http://www.buletinulagir.agir.ro/numar_revista.php?id=57;
13. Stanciu M. D., Curtu I., Timar, I. (2011). Consideraţii teoretice şi practice privind sursele sonore de zgomot produse de traficul urban. În Buletinul AGIR, ISSN 1224-7928, An XVI, nr. 1/2011, BDI: Index Copernicus International, http://www.buletinulagir.agir.ro/numar_revista.php?id=57;
14. Cerbu, C., Curtu, I. (2011). Mechanical Characterization of the Glass Fibres/Rubber/Resin Composite Material. În revista Materiale Plastice, 1/2011, MPLAAM 48(1) 2011, ISSN 0025/5289, pp. 93-97;
15. Curtu, I., Stanciu, A., Stanciu, M. D., Savin, A., Grimberg, R. (2011). Research Regarding the Static Behavior of Layers from Structure of ROVING And MAT Composite. În Buletinul Institutului Politehnic Iaşi, Proceedings of conference The Eighth International Congress In Materials Science And Engineering ISSIM 2011 26–29 May 2011 Iaşi–Romania, ISSN 1453-1690, pp. 57-62, http://www.congres.sim.tuiasi.ro/;
16. Curtu, I., Stanciu, M. D., Floroiu, M., Coman, M. (2011). The Wooden Churches of Maramureş – Elements of Timber Civilization in Romania. În Proceedings of 1° Congresso Ibero-Latino Americano da Madeira na Construçao, Coimbra, Portugalia 7 – 9 iunie 2011, ISBN 987-989-96461-2-4, pp. 67-69 (Book of Abstract) şi pe CD lucrarea in extenso, https://www.dec.uc.pt/cimad11/en/;

17. Botiș, M., Curtu, I., Stanciu, M. D., Floroiu, M., Coman, M., Terciu, O. (2011). Researches regarding FEM analysis of stress and strain state from the structure of wooden churches. In Proceedings of 1° Congresso Ibero-Latino Americano da Madeira na Construçao, Coimbra, Portugalia 7 – 9 iunie 2011, ISBN 987-989-96461-2-4, pp. 169 - 170 (Book of Abstract) şi pe CD lucrarea in extenso, https://www.dec.uc.pt/cimad11/en/;
18. Coşereanu, C., Cismaru, M., Porojan, M., Curtu, I., Cismaru, I., Lica, D. (2011). Research on the Physical and Mechanical Charactersitics of Some Laminated Wood – Textile Composites. In Proceedings of 1° Congresso Ibero-Latino Americano da Madeira na Construçao, Coimbra, Portugalia 7 – 9 iunie 2011, ISBN 987-989-96461-2-4, pp. 233 - 234 (Book of Abstract) şi pe CD lucrarea in extenso, https://www.dec.uc.pt/cimad11/en/;
19. Diaconu, C., Curtu, I., Coşereanu, C., Moraru, Gh., Stanciu, M. D. (2011). Large Curved Surface Sustained by 3D Spherical Structure Formed by 90 Equal Wooden Bars. In Proceedings of 1° Congresso Ibero-Latino Americano da Madeira na Construçao, Coimbra, Portugalia 7 – 9 iunie 2011, ISBN 987-989-96461-2-4, pp. 111 – 112 (Book of Abstract) şi pe CD lucrarea in extenso, https://www.dec.uc.pt/cimad11/en/;
20. Terciu, O. M., Curtu, I, Cerbu, C., Stanciu, M.D. (2011). Structures of Composite Materials Reinforced with Natural Fibres Subjected to Mechanical Stresses. In Proceedings of The 4th International Conference on Structural Analisys of Advanced Materials – ICSAAM 2011, ISSN 2247-8337, Sinaia 7-11 septembrie 2011, pe CD, pp.339 – 346, http://andu.3x.ro/old/index.html;
21. Stanciu, M.D., Curtu, I., Itu C., Nastac, S., Timar, I. (2011). On Static and Dynamic Behavior of Noise Barriers Structures Using FEA. in Proceedings of 10th International Conference in Vibration Problems, ISBN 978-80-7372-759-8, pp.491-496, http://www.icovp.org/index.asp;
22. Curtu, I., Itu,. C, Nastac, S., Stanciu, M.D. (2011). On Dynamic Characterization of Flexible Structures Due to Impulsive Actions. In Proceedings of 10th International Conference in Vibration Problems, Praga 05-08 septembrie 2011, ISBN 978-80-7372-759-8, pp. 255-261, http://www.icovp.org/index.asp;
23. Stanciu, M.D, Curtu, I., Cerbu, C., Timar I., Itu C. (2011). The Simulation OF Accidental Impact with Stones from Road Traffic in Case of Noise Barriers Made of Different Materials. In Proceedings of 15th International Research/Experts Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology –TMT 2011, Praga 12-18 septembrie 2011, ISSN 1840 – 4944, pp. 629-632. http://www.tmt.unze.ba/program.php;
24. Cerbu, C., Stanciu, M. D., Roşca, C., Curtu, I. (2011). Aspects Concerning to the Forced Vibration of the Rectangular Plate Made of Glass/Rubber Composite Materials. In Proceedings of 15th International Research/Experts Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology –TMT 2011, Praga 12-18 septembrie 2011, ISSN 1840 – 4944, pp. 625-628, http://www.tmt.unze.ba/program.php;
25. Stanciu, S. V., Curtu, I., Stanciu, M. D., Ştefan, D. (2010). Optimization of Coordinate Measuring Machine Using Steppers. In Proceedings of the 5th IASME – WSEAS International Conference on Continuum Mechanics (CM'10), WSEAS Mech. Eng. Series, WSEAS Press University of Cambridge U.K., 23-25 februarie 2010, pp. 141 – 146, ISSN 1790-5095, ISBN 978-960-474-158-8, (ISI - Thomson);
26. Fotin, A., Cismaru, I., Cismaru, M., Coşereanu, C., Brenci, L. M., Curtu, I. (2010). The Tool Influence on the Quality of the Birch Wood Straight Milled Surfaces. In Proceedings of the 7th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, 22-24 aprilie 2010, Tallin Estonia, ISBN 978-9985-59-982-2, p. 269-275, http://innomet.ttu.ee/daaam/;
27. Coşereanu, C., Lica, D., Curtu, I, Lunguleasa, A., Cismaru, I., Brenci, L., Fotin, A. (2010). Mechanical Testing of Beech Veneer Sandwich Composite. In Proceedings of the 7th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, 22-24 aprilie 2010, Tallin Estonia, ISBN 978-9985-59-982-2, p. 417-422, http://innomet.ttu.ee/daaam/;
28. Motoc Luca, D., Curtu, I. (2010). A Micromechanical Based Approach for Dynamical Properties Evaluation in Case of Polymeric Composite Materials. In Proceedings of the 7th International Conference of DAAAM Baltic Industrial Engineering, 22-24 aprilie 2010, Tallin Estonia, ISBN 978-9985-59-982-2, p. 423-428, http://innomet.ttu.ee/daaam/;
29. Cerbu, C., Curtu, I., Ciofoaia, V., Roşca, I. C., Hanganu, L. C. (2010). Effects of the Wood Species on the Mechanical Characteristics in Case of Some E-Glass Fibres/Wood Flour/Polyester Composite Materials. In Rev. Materiale Plastice, MPLAAM 47 (1) 2010, Vol. 47, nr. 1 – martie 2010, Bucureşti Romania, ISSN 0025/5289 – ISI (CNCSIS A), pp.109-114, http://www.revmaterialeplastice.ro/ (ISI - Thomson);
30. Stanciu, M. D., Curtu, I. (2010). Using Advanced Method to Determine the Acoustical Parameter of Lignocellulose Composite Materials. In Proceedings of the 12th International Conference AFASES 2010, organizată de Academia Forţelor Aeriene Henri Coandă din Braşov, 27-29 mai 2010, pe CD –

ISBN 978-973-8415-76-8., http://www.afahc.ro/sesiune/test_pag.html;
31. Terciu, O., Dateş, R. N., Curtu, I. (2010). Aspecte teoretice şi experimentale privind testarea la încovoiere a îmbinărilor în lemn cu bulon utilizate în construcţii. În Buletinul AGIR – Creativitate, Inventica, Robotica, anul XV, nr. 1, ianuarie-martie 2010, ISSN 1224-7928, pp. 34-37;
32. Dateş, R. N., Terciu, O., Curtu, I. (2010) Aspecte teoretice şi experimentale privind testarea la tracţiune a îmbinarilor în lemn cu bulon utilizate în construcţii. În Buletinul AGIR – Creativitate, Inventica, Robotica, anul XV, nr. 1, ianuarie-martie 2010, ISSN 1224-7928, pp. 42 – 45;
33. Stan, G., Curtu, I. (2010). Design şi performanţe acustice ale barierelor stradale fonoabsorbante alcătuite din elemente vegetale şi roci. În Buletinul AGIR – Creativitate, Inventica, Robotica, anul XV, nr. 1, ianuarie-martie 2010, ISSN 1224-7928, pp. 38-41;
34. Curtu, I, Stanciu, M.D. (2010). Correlation Between Experimental Method and FEM Regarding Normal Modes of Anisotropic Plates. În Acta Technica Napocensis, Seria Applied Mathematics and Mechanics 53, Vol. II, 2010, Universitatea Tehnica din Cluj – Napoca, ISSN 1221-5872, pp. 229-234, (CNCSIS B+);
35. Coşereanu, C., Curtu, I., Lica, D. (2010). Research on Stresses and Deformations of the Lignin-Cellulose Based Panels. În Acta Technica Napocensis, Seria Applied Mathematics and Mechanics 53, Vol. II, 2010, Universitatea Tehnica din Cluj – Napoca, ISSN 1221-5872, pp. 235-238. (CNCSIS B+);
36. Curtu, I., Stanciu, M. D., Motoc Luca, D. (2010). Diagnosis of Dynamic Behaviour of Ligno-Cellulose Composite Plates. În Proceedings of 14th European Conference on Composite Materials, Published by Budapest University of Technology and Economics, Department of Polymer Engineering, Budapets, ISBN 978-963-313-008-7, pp. 75, http://eccm14.pt.bme.hu/;
37. Motoc Luca, D., Curtu, I., Soica, A., Semenescu, A. (2010). Multiphasic Polymeric Composite Materials Variation with Extreme Environmental Conditions. În Rev. Materiale Plastice, MPLAAM 47 (2) 2010, Vol. 47, nr.2–iunie 2010, Bucureşti Romania, ISSN 0025/5289 – ISI (CNCSIS A), pp.236-239;
38. Motoc Luca, D., Curtu, I., Câmpean, M. (2010). Environmental Effects on Multiphase Polymeric Composite Materials' Thermal Properties. In Proceedings of 14th European Conference on Composite Materials, Published by Budapest University of Technology and Economics, Department of Polymer Engineering, Budapets, ISBN 978-963-313-008-7, pp. 71;
39. Cosereanu, C., Lazarescu, C., Curtu, I., Lica, D., Sova, D., Brenci, L., Stanciu, M. D., Research on New Structures to Replace Polystyrene Used for Thermal Insulation of Buildings. În Rev. Materiale Plastice, MPLAAM 47 (3) 2010, Vol. 47, nr. 3–septembrie 2010, Bucureşti Romania, ISSN 0025/5289 – ISI (CNCSIS A), pp.341-345;
40. Stanciu, M. D., Curtu, I., Timar, I., Roşca, C. (2010). Research Regarding the Acoustical Properties of Composite Materials Used for Reduction of The Traffic Noise. În Proceedings of 1st EAA-EuroRegio 2010, Congress on Sound and Vibration, 15 – 18 September 2010, Ljubljana, Slovenia, ISBN 978-961-269-283-4, cod lucrare 193, website: http://lab.fs.uni-lj.si/sda/euroregio; Abstractul lucrarii publicat in: The Journal of the European Acoustics Association (EAA) *Acta Acustica united with Acustica* – International Journal of Acoustica, Vol. 96, Supplement 1 – 2010 – pp. S1-S108, E21 466, ISSN 1610-1928, p. S49, cod 193;
41. Cerbu, C., Itu, C., Curtu, I. (2010). The Problem of Using Composite Materials Reinforced with Fibres to Manufacture Some Components of Garden Chairs. În PROLIGNO, Vol. 6, no. 3, 2010 (septembrie), ISSN 1841-4737, Editura Universităţii Transilvania din Braşov, pp. 51 – 60;
42. Curtu, I., Stanciu, M.D., Simaschievici, H. (2010). Using Experimental and Numerical Method for Determining Dynamic Behaviour of Anisotropic Plates. În Proceedings of International Scientific Conference: Mining and Metallurgical Industry: Achievements, Problems and Future Development-2010, Ukraina, Krivoy Rog, 25-28 May 2010, ISBN 978-966-7830-33-5, pp. 100-106;
43. Stanciu, M. D., Curtu, I., Roşca, I. C. (2010). Application of Modal Analysis on the Behaviour Diagnosis of Lignocelluloses Plates. În Proceedings of 14th International Research/Experts Conference „ Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT2010, 11-18 September 2010 – Mediterranean Cruise, ISSN 1840-4944, pp. 281-284 http://www.tmt.unze.ba;
44. Stanciu, M. D., Curtu, I., Timar, I. (2010). Measurement of Resonance Frequency and Other Properties of Lightweight Structures Using Advanced Methods. În Proceedings of 14th International Research/Experts Conference „Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" TMT2010, 11-18 September 2010 – Mediterranean Cruise, ISSN 1840-4944, pp. 465-468 http://www.tmt.unze.ba/;
45. Stanciu, M. D., Timar, I., Curtu, I., Roşca, I. C. (2010). Evaluation of Acoustics Properties of Composite Materials with Potential Application in the Sound Barriers Structures. În Proceedings Vol. IV – Advanced Transport Systems and Road Traffic of the 11th International Congress on

Automotive and Transport Engineering CONAT2010, ISSN 2069-0401, pp. 91 – 96. http://www.conat.ro/conat2010;
46. Stan, G., Terciu, O. M., Cerbu, C., Curtu, I. (2010). Sound Propagation in Composite Plates Used in the Construction of Soundproofing Panels. În Proceedings Vol IV – New Materials, Manufacturing Technologies and Logistics of the 11th International Congress on Automotive and Transport Engineering CONAT2010, ISSN 2069-0401, pp. 109-116. http://www.conat.ro/conat2010;
47. Terciu, O. M., Stan, G., Curtu, I., Cerbu, C. (2010). Lignocellulosic Composites for Automotive Industry In Proceedings Vol. IV – New Materials, Manufacturing Technologies and Logistics of the 11th International Congress on Automotive and Transport Engineering CONAT2010, ISSN 2069-0401, pp. 117-124;
48. Grimberg, R, Savin, A., Curtu, I., Stanciu, M.D., Bârsănescu, P., Silva F., Steigmann R. (2010). Water Adsorption Influence on CFRP Integrity. In Proceedings of the 3rd International Conference Advanced Composite Materials Engineering COMAT 2010, vol. 1, 27-29 October, 2010, Braşov, p. 111 – 115;
49. Grimberg, R, Curtu, I., Stanciu, M.D., Savin, A., Iftimie, N., Steigmann, R., Bârsănescu, P. (2010). Ultrasound Evaluation of Elastic Properties of CFRP. În Proceedings of the 3rd International Conference Advanced Composite Materials Engineering COMAT 2010, vol. 1, 27-29 October, 2010, Braşov, pp. 105 – 110;
50. Stan, G., Terciu, M., Cerbu, C., Curtu, I. (2010). Recyclable Materials Used in Construction of Street Barriers. În Proceedings of the 3rd International Conference Advanced Composite Materials Engineering COMAT 2010, vol. 1, 27-29 October, 2010, Braşov, pp. 235 – 240;
51. Stanciu A., Purcărea, R, Curtu, I., Cotoros, D. (2010). Analysis of Mechanical Properties of Roving and Mat-Roving Composites Subjected to Bending. În Proceedings of the 3rd International Conference Advanced Composite Materials Engineering COMAT 2010, vol. 1, 27-29 October, 2010, Braşov, pp. 288 – 292;
52. Curtu, I., Stanciu, M. D., Ciofoaia, V., Timar, I., Grimberg, R., Itu, C. (2010). Dynamical Behaviour of Woven Composite Materials Used to Attenuate the Noise Level. În Proceedings of the 16th International Conference The Knowledge Based Organzation – Applied Technical Sciences and Advanced Military Technologies, 25-27 November 2010, Sibiu, ISSN 1843-6722, pp. 66 – 70;
53. Timar, J., Stanciu, M. D., Cofaru, C., Curtu, I., Florea, D., Covaciu, D. (2010). Advanced Method Used to Measure Noise Levels of Industrial Areas with Potential in Military Applications. În Proceedings of the 16th International Conference The Knowledge Based Organzation – Applied Technical Sciences and Advanced Military Technologies, 25-27 November 2010, Sibiu, ISSN 1843-6722, pp. 525 – 530;
54. Curtu, I., Stanciu, M. D., Năstăsescu, V. (2010). Professional Line in Bologna Process. În Proceedings of the 12th International Conference AFASES 2010, organizată de Academia Forţelor Aeriene Henri Coandă din Braşov, 27-29 mai 2010, pe CD – ISBN 978-973-8415-76-8;
55. Curtu, I., Stanciu, M. D., Floroiu, M., Ispas, D. (2010). Results of Implementing Bologna Process in Curricula Design. În Proceedings of the 6th International Seminar on the Quality Management in Higher Education Vol. 1, 8-9 Iulie 2010, Tulcea, Romania, ISBN 978-973-662-566-4, ISBN Vol. 1 978-973-662-567-1, pp.103-106;
56. Curtu, I., Floroiu, M., Baias, F, Stanciu, M. D. (2010). Quality Assurance and Trans-National Education. În Proceedings of the 6th International Seminar on the Quality Management in Higher Education Vol. 1, 8-9 Iulie 2010, Tulcea, Romania, ISBN 978-973-662-566-4, ISBN Vol. 1 978-973-662-567-1, pp. 417-420;
57. Cerbu, C., Ciofoaia, V., Curtu, I., Vișan, A. (2009). The Effects on the Immersion Time on the Mechanical Behaviour in Case of The Composite Materials Reinforced with E-Glass Woven Fabrics. În Rev. Materiale Plastice, MPLAAM 46 (2) 2009, Vol. 46, nr. 2–iunie 2009, Bucureşti Romania, ISSN 0025/5289 – ISI (CNCSIS A), pp.201-205;
58. Cerbu, C., Curtu, I. (2009). Flexural Tests in Case of Some Composites Reinforced with Carpinus/Beech Woof Flour. În Annals of the University of Petroşani, Mechanical Engineering, Vol. 11 (XXXVIII), ISSN 1454-9166, Ed. Universitas Petroşani – Romania, 2009, pp. 29-36;
59. Curtu, I., Stanciu, M.D., Grimberg, R. (2009). Aspects Regarding Dynamic Behaviour of Lignocellulose Plates with Different Strutting Systems. În Annals of the University of Petroşani, Mechanical Engineering, Vol. 11 (XXXVIII), ISSN 1454-9166, Ed. Universitas Petroşani – Romania, 2009, pp. 43-52;
60. Grimberg, R., Bârsănescu, P., Curtu, I., Leițoiu, S., Savin, A. (2009). Correlation Between Structures and Phase Transition and Ultrasound Characteristics at Fiber Reinforced Plastics Composites. În Proceedings of the 10th International Conference of the Slovenian Society for Non-Destructive Testing - Application of Contemporary Non-Destructive Testing in Engineering - September 1-3, 2009, Ljubljana, Slovenia, ISBN 978-961-90610-7-7, pp.59-65;

61. Coşereanu, V., Porojan, M., Lunguleasa, A., Lica, D., Curtu, I. (2009). The Influences of the Adhesive Type to the Textile Composite Mechanical Properties. În Proceedings of XIX Sympozium – Adhesives in Woodworkink Industry, Zvolen, September 2-3, 2009, ISBN 978-80-228-2024-0, pp. 107;
62. Cerbu, C., Curtu, C. (2009). Advantages of the Admixture of the Oak Wood Flour for Matrix in E-Glass Composite Materials. În Proceedings of the 1st International Conference on Manufacturing Engineering Quality and Production System MEQAPS'09 (vol. II), published by WSEAS Press, ISBN 978-960-474-122-9 and ISSN 1790-2769, pp. 306-309;
63. Stanciu, M. D., Curtu, I., Lica, D., Crețu, N., Savin, A., Nastac, S. (2009). A Practical Evaluation Method of Dynamical Behaviour of Clssical Guitar Bodies. În Proceedings of the 13th International Research/Expert Conference Trends in the Development of Machinery and Associated Technology TMT2009, 16-21 October 2009, Hammamet, Tunisia, ISSN1840-4944, pp. 565-568;
64. Stanciu, M. D., Curtu, I., Coşereanu, C., Itu, C., Rusu, S., Năstac, S. (2009). New Concept About Stiffness of Guitar Soundboard Based on Golden Section Numbers. În Proceedings of the 13th International Research/Expert Conference Trends in the Development of Machinery and Associated Technology TMT2009, 16-21 October 2009, Hammamet, Tunisia, ISSN1840-4944, pp. 569-572;
65. Cerbu, C., Ciofoaia, V., Curtu, I., Vlăduță, C. (2009). Impact Behaviour of the Composite Materials Randomly Reinforced with E-Glass Fibres. În Proceedings of the 13th International Research/Expert Conference Trends in the Development of Machinery and Associated Technology TMT2009, 16-21 October 2009, Hammamet, Tunisia, ISSN1840-4944, pp. 125-128;
66. Cerbu, C., Curtu, I. (2009). Particularities Concerning the Mechanical Behaviour in Wet Environoment in Case of a Hybrid Composite Material with Wood Flour. În PROLIGNO, Vol. 5, Nr. 3/septembrie 2009, ISSN 1841-4737, CNCSIS B+, indexată în Academic Search Complete, pp. 37-46;
67. Coşereanu, C., Curtu, I., Lunguleasa, A., Lica, D., Porojan, M., Brenci, L., Cismaru, I., Iacob, I. (2009). Influence of Synthetic and Natural Fibres on The Characteristics of Wood Textile Composite. În Rev. Materiale Plastice, MPLAAM 46 (3) 2009, Vol. 46, nr. 3 – septembrie 2009, Bucureşti Romania, ISSN 0025/5289 – ISI (CNCSIS A), pp.305-309;
68. Stanciu, M. D., Curtu, I., Lica, D., Roșca, I. C., Grimberg, R. (2009). Aspects Regarding the Resonance Frequencies of Guitar Bodies with Different Strutting System. În Proceeding of 5th International Vilnus Conference EURO Mini Conference Knowledge Based Technologies and OR Methodologies for Strategic Decision of Sustainable Development (KORSD-2009), Septeber 30 – October 3, 2009, Vilnius, Lithuania, ISBN 978-9955-28-182-6, pp. 415-422;
69. Curtu, I., Stanciu, M. D., Itu, C., Grimberg, R. (2009). Analiza cu metoda elementului finit (FEM) a structurilor mecanice din plăci lignocelulozice. În Lucrarile celei de a IV – a Conferinţe a Academiei de Ştiinţe Tehnice din Romania vol. I, Iaşi, 19-20 noiembrie 2009, pp. 163-168, ISSN: 2066-6586;
70. Curtu, I., Savin, A., Stanciu, M. D., Roșca, C. I. (2009). Cercetări experimentale privind comportarea dinamica a structurilor din plăci lignocelulozice din perspectiva interdisciplinara. În Lucrările celei de a IV – a Conferinţe a Academiei de Ştiinte Tehnice din Romania vol. I, Iaşi, 19-20 noiembrie 2009, pp. 169-174, ISSN: 2066-6586;
71. Dateş, R. N., Terciu, O. M., Curtu, I. (2009). Theoretical and Experimental Research of Bolted Wood Joints. În Lucrarile celei de a IV – a Conferinţe a Academiei de Ştiinţe Tehnice din Romania vol. I, Iasi, 19-20 noiembrie 2009, pp. 175-180, ISSN: 2066-6586;
72. Grimberg, R., Andreescu, A., Savin, A., Curtu, I., Brumă, A. (2009). Focusing of the Electromagnetic Field Using Metamaterials; Applications. În Lucrările celei de a IV – a Conferinţe a Academiei de Ştiinţe Tehnice din Romania vol. I, Iaşi, 19-20 noiembrie 2009, pp. 181-186, ISSN: 2066-6586;
73. Stan, G., Curtu, I. (2009). Materiale reciclabile utilizate la construcţia barierelor stradale. În Lucrările celei de a IV – a Conferinţe a Academiei de Ştiinţe Tehnice din Romania vol. II, Iaşi, 19-20 noiembrie 2009, pp. 205-210, ISSN: 2066-6586;
74. Stan G., Curtu, I. (2009). Aspects of the Influence of Noise from the Highways on Animals in Urban Areas. În Lucrările celei de a IV – a Conferinţe a Academiei de Ştiinţe Tehnice din Romania vol. II, Iaşi, 19-20 noiembrie 2009, pp. 210-216, ISSN 2066-6586;
75. Brenci, L. M., Cismaru, I., Coşereanu, C., Curtu, I., Lica, D., Fotin, A. (2009). The Influences of the Profiled Milling Parameters to the Quality of the Surface. În Annals of DAAAM for 2009& Proceedings of the 20th International DAAAM Symposium "Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Theory, Practice and Education" 25-28th November 2009, Viena, Austria, - ISI Proceedings, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-70-4, pp. 0413-0414;
76. Pascu, A., Oleksik, V., Curtu, I., Avrigean, E. (2009). Determination of Forces at the Bending of Perforated Plates with Slotted Holes Through Experimental And FEM. În Annals of DAAAM for 2009 & Proceedings of the 20th International DAAAM Symposium "Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Theory, Practice and Education" 25-28 th November 2009, Viena, Austria, -

ISI Proceedings, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-70-4, pp. 0799-0800;

77. Pascu, A., Oleksik, V., Curtu, I., Avrigean, E. (2009). Stress and Strain Field Distribution in Ankle Foot Orthosis (Afo) Using FEM. În Annals of DAAAM for 2009 & Proceedings of the 20th International DAAAM Symposium ”Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Theory, Practice and Education” 25-28 th November 2009, Viena, Austria, - ISI Proceedings, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-70-4, pp. 0801-0802;

78. Nastac, S., Debeleac, C., Curtu, I., Stanciu, M. D., Leopa, A. (2009). On Dynamics Stochastic Evaluation of Embedded Systems Protection Against Vibration. În Annals of DAAAM for 2009& Proceedings of the 20th International DAAAM Symposium ”Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Theory, Practice and Education” 25-28 th November 2009, Viena, Austria, - ISI Proceedings, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-70-4, pp. 1619-1620;

79. Dateş, R. N., Terciu, O., Baba, M., Stan, G., Curtu, I. (2009). Behaviour of Bolted Wood Joints to Traction Test. În Annals of DAAAM for 2009 & Proceedings of the 20th International DAAAM Symposium ”Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Theory, Practice and Education” 25-28 th November 2009, Viena, Austria, - ISI Proceedings, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-70-4, pp. 1785-1786;

80. Curtu, I., Stanciu, M. D., Nastac, S., Savin, A. (2009). The Structural Analyses of Classical Guitar Body Through Experimental Methods. În Annals of DAAAM for 2009& Proceedings of the 20th International DAAAM Symposium ”Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Theory, Practice and Education” 25-28 th November 2009, Viena, Austria, - ISI Proceedings, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-70-4, pp. 1789-1790;

81. Stanciu, M. D., Curtu, I., Moțoc Luca, D., Stanciu, V. S. (2009). Determination of the Acoustic Characteristics of Ligno-Cellulose Plates by Non-Invasion Method. În Annals of DAAAM for 2009 & Proceedings of the 20th International DAAAM Symposium ”Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Theory, Practice and Education” 25-28th November 2009, Viena, Austria, - ISI Proceedings, ISSN 1726-9679, ISBN 978-3-901509-70-4, pp. 1799-1800;

82. Luca Motoc, D., Curtu, I. (2009). Dynamic Mechanical Analyses of Multiphase Polymeric Composite Materials. În Rev. Materiale Plastice, MPLAAM 46 (4) 2009, Vol. 46, nr. 4–decembrie 2009, Bucureşti Romania, ISSN 0025/5289 – ISI (CNCSIS A), pp.462-466.

Lista tabelelor

Dr. ing. Mariana Domnica STANCIU

Este absolventă a Facultăţii de Ingineria Lemnului, Universitatea Transilvania din Braşov, în 2008 a obţinut titlul de master inginer în Dinamica Structurilor Mecanice şi titlul de doctor în Inginerie Mecanică în anul 2009. În timpul facultăţii a participat la concursul profesional de Rezistenţa Materialelor "C. C. Teodorescu" obţinând premiul I pe ţară, cu punctaj maxim. A participat la numeroase simpozioane şi conferinţe naţionale şi internaţionale, a publicat încă din timpul facultăţii şi apoi şi pe durata doctoratului o serie de lucrări şi articole (peste 100). Este membră în echipele de cercetare ale unor contracte ştiinţifice şi a coordonat ca director de proiect un contract ştiinţific de tip TD. În prezent este cercetător în cadrul programului postdoctoral al Universităţii Transilvania din Braşov.

Prof. univ. dr. ing. dr. h. c. Ioan CURTU

Este profesor universitar la Universitatea Transilvania din Braşov, conducător ştiinţific de doctorat din 1988 în domeniul Rezistenţei Materialelor, Elasticităţii şi Plasticităţii, peste 23 teze de doctorat finalizate, Doctor Honoris Causa al Academiei Tehnice Militare Bucureşti (2008), al Universităţii „Dunărea de Jos" din Galaţi (2011) şi al Universităţii Tehnice Gh. Asachi din Iaşi (2011). A obţinut premiul *Traian Săvulescu* al Academiei Române (1990). A efectuat studii şi cercetări în domeniul rezistenţei, elasticităţii, reologiei şi testării lemnului şi compozitelor lignocelulozice, materializate în peste 550 articole şi lucrări ştiintifice publicate la conferinţe internaţionale, în baze de date şi simpozioane naţionale. A publicat la edituri centrale peste 24 de cărţi, iar pe plan local, 17 manuale universitare. A coordonat programe TEMPUS, cu Banca Mondială, fiind director la peste 20 proiecte de cercetare ştiinţifică. A efectuat stagii de informare şi specializare în străinătate, a fost bursier DAAD. Este Preşedintele Agenţiei Române de Asigurare a Calităţii în Învăţământul Superior (ARACIS) din 2006 şi *Membru Titular al Academiei de Ştiinte Tehnice din România*, secţia: *Mecanică Tehnică*, precum şi *Membru al Academiei de Ştiintele Naturii din Federaţia Rusă.*

"...au reușit să sesizeze elementele teoretice și cele practice ce caracterizează chitara clasică și să evidențieze factorii care influențează comportarea dinamică a structurilor studiate, în vederea optimizării plăcilor din compozite lignocelulozice. O mențiune specială se cuvine modului de tratare teoretică a problemelor analizate, folosind noțiuni din matematicile superioare moderne, dar și competenței cu care au fost executate un număr impresionant de experimente."

Acad. prof. dr. docent, Radu P. VOINEA (2009)

"...studiul realizat vine să completeze cercetările şi realizările efectuate în domeniile producerii vibraţiilor şi propagării acustice (cercetările fiind la nivel mediu până în prezent), sprijinind astfel îmbunătăţirea acusticii chitarelor executate de S.C. Hora S. A. Reghin."

Director tehnic ing. Dorin MAN

"...referirile generate de amploarea şi noutatea cercetărilor efectuate în România vizează aspecte distincte ale problematicilor tehnice analizate, în contextul modalităţilor de valorizare a calităţilor expresive de care dispune chitara clasică, integrând-o definitoriu în ansamblul estetic al nevoii de frumos ce caracterizează pe deplin universul complex al fiinţei umane. Bine structurată şi cu o informaţie densă, lucrarea se constituie într-o modalitate de lucru utilă deopotrivă cercetătorului cât şi interpretului."

Prof. univ. dr. Stela DRĂGULIN

ISBN 978-606-19-0074-9